

**ANÁLISIS, DIAGNOSTICO Y PROPUESTA DE MEJORA DE LOS  
PRINCIPALES COMPONENTES OPERACIONALES QUE AFECTAN LA  
EFICIENCIA DE LA CALDERA PIROTUBULAR DEL LABORATORIO DE  
VAPOR DE LA UNIVERSIDAD AUTONOMA DE OCCIDENTE**

**BRANCEN ANDRÉS ROJAS GALVEZ  
HECTOR ANDRÉS MAZUERA DORADO**

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE OCCIDENTE  
FACULTAD DE INGENIERIA  
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA  
PROGRAMA DE INGENIERIA MECÁNICA  
SANTIAGO DE CALI  
2014**

**ANÁLISIS, DIAGNOSTICO Y PROPUESTA DE MEJORA DE LOS  
PRINCIPALES COMPONENTES OPERACIONALES QUE AFECTAN LA  
EFICIENCIA DE LA CALDERA PIROTUBULAR DEL LABORATORIO DE  
VAPOR DE LA UNIVERSIDAD AUTONOMA DE OCCIDENTE**

**BRANCEN ANDRÉS ROJAS GALVEZ  
HECTOR ANDRÉS MAZUERA DORADO**

**Proyecto de grado para optar el título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director  
CARLOS EDUARDO CASTANG MONTIEL  
I.M. Msc.**

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE OCCIDENTE  
FACULTAD DE INGENIERIA  
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA  
PROGRAMA DE INGENIERIA MECÁNICA  
SANTIAGO DE CALI  
2014**

**Nota de aceptación:**

**Aprobado por el Comité de Grado  
en cumplimiento de los requisitos  
exigidos por la Universidad  
Autónoma de Occidente para optar  
al título de Ingeniero Mecánico**

**JUAN RICARDO VIDAL MEDINA**

---

**Jurado**

**DUCARDO LEÓN MOLINA LÓPEZ**

---

**Jurado**

**Santiago de Cali, 23 de julio de 2014**

## **CONTENIDO**

	<b>Pág.</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>12</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>13</b>
<b>1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN</b>	<b>15</b>
<b>1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</b>	<b>15</b>
<b>1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA</b>	<b>15</b>
<b>2. JUSTIFICACIÓN</b>	<b>16</b>
<b>3. OBJETIVOS</b>	<b>16</b>
<b>3.1 OBJETIVO GENERAL</b>	<b>17</b>
<b>3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS</b>	<b>17</b>
<b>4. METODOLOGÍA</b>	<b>18</b>
<b>4.1 ANÁLISIS Y DIAGNÓSTICO DEL GENERADOR DE VAPOR</b>	<b>18</b>
<b>4.1.1 RECONOCIMIENTO DEL SISTEMA</b>	<b>18</b>
<b>4.2 ANÁLISIS DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DEL GENERADOR DE VAPOR</b>	<b>18</b>
<b>4.3 ANÁLISIS DE DESEMPEÑO DE LA CALDERA</b>	<b>19</b>
<b>4.4 DETERMINACIÓN DE LAS PROPUESTAS DE MEJORA</b>	<b>19</b>
<b>5. ANALISIS EXERGETICO</b>	<b>21</b>

<b>5.1 GENERALIDADES DE CALDERAS</b>	<b>21</b>
<b>5.2 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA</b>	<b>24</b>
<b>5.3 ENTROPIA</b>	<b>25</b>
<b>5.4 EXERGÍA</b>	<b>26</b>
<b>5.5 ANÁLISIS PARAMÉTRICO</b>	<b>46</b>
 <b>6. ANÁLISIS DEL TRATAMIENTO DE AGUA</b>	 <b>51</b>
<b>6.1 ACONDICIONAMIENTO DE AGUA INDUSTRIAL</b>	<b>51</b>
<b>6.2 EL AGUA Y SUS IMPUREZAS</b>	<b>53</b>
<b>6.3 TRATAMIENTO DE AGUA REALIZADO A LA CALDERA</b>	<b>55</b>
<b>6.4 PROBLEMAS RELACIONADOS CON EL AGUA DE CALDERA</b>	<b>66</b>
 <b>7. ANALISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR</b>	 <b>71</b>
<b>7.1 ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR</b>	<b>71</b>
<b>7.2 EBULLICIÓN</b>	<b>72</b>
<b>7.3 CALCULO DEL ÁREA DE SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO</b>	<b>76</b>
<b>7.4 FLUJO MÁSCO DE VAPOR O TASA DE EVAPORIZACIÓN</b>	<b>76</b>
<b>7.5 CALCULO DEL FLUJO PICO DE CALOR O FLUJO CRÍTICO</b>	<b>77</b>
<b>7.6 FLUJO MÁSCO DE COMBUSTIBLE</b>	<b>78</b>
<b>7.7 FLUJO MÁSCO DE AIRE</b>	<b>80</b>
<b>7.8 CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO GASES (<math>h_1</math>)</b>	<b>81</b>

<b>7.9 CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO AGUA (<math>h_2</math>)</b>	<b>84</b>
<b>7.10 CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL (<math>U</math>)</b>	<b>87</b>
<b>7.11 CALCULO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA (<math>LMTD</math>)</b>	<b>88</b>
<b>7.12 CALCULO DE LA RAZÓN DE TRANSFERENCIA DE CALOR (<math>Q</math>)</b>	<b>89</b>
<b>7.13 FACTOR DE INCRUSTACIÓN (<math>R_f</math>)</b>	<b>90</b>
<b>7.14 ANÁLISIS PARAMÉTRICO DE INCRUSTACIONES EN EL LADO DEL AGUA</b>	<b>92</b>
<b>8. ANALISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA</b>	<b>100</b>
<b>8.1 DEFINICIÓN DE FMECA</b>	<b>100</b>
<b>8.2 ANÁLISIS FMECA APLICADO AL EQUIPO BAJO ANÁLISIS</b>	<b>100</b>
<b>8.3 RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA</b>	<b>107</b>
<b>9. CONCLUSIONES</b>	<b>109</b>
<b>10. RECOMENDACIONES</b>	<b>111</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>113</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>117</b>

## LISTA DE CUADROS

	Pág.
Cuadro 1. Análisis de combustión del metano	31
Cuadro 2. Exergía disponible e irreversibilidades de la caldera	41
Cuadro 3. Eficiencia exergética de la caldera	42
Cuadro 4. Datos de destrucción de exergía	43
Cuadro 5. Valores obtenidos para diferente exceso de aire	46
Cuadro 6. Valores obtenidos para diferentes temperaturas de agua de alimentación	48
Cuadro 7. Análisis útiles para el control de aguas para calderas	57
Cuadro 8. Resultados de pruebas químicas al agua	60
Cuadro 9. Requerimientos de agua de alimentación para calderas de baja presión	62
Cuadro 10. Requerimientos de agua al interior de una caldera de baja presión	62
Cuadro 11. Requerimientos de agua para calderas de baja presión	65
Cuadro 12. Problemas asociados al tratamiento de agua estudiado	70
Cuadro 13. Propiedades del agua a la temperatura de saturación	75
Cuadro 14. Geometría de tubos de humo	76
Cuadro 15. Propiedades del aire a temperatura promedio	81
Cuadro 16. Valores de referencia para el agua	86

<b>Cuadro 17. Temperaturas de fluidos en la caldera</b>	<b>89</b>
<b>Cuadro 18. Análisis funcional de la zona de transferencia de calor de la caldera pirotubular Caloc S.A.S 30 BHP: P = 90 psig, T = 166 °C</b>	<b>102</b>
<b>Cuadro 19. Análisis de parámetros de evaluación para la matriz RAM.</b>	<b>104</b>
<b>Cuadro 20. Clasificación de riesgos y matriz RAM de valoración</b>	<b>105</b>
<b>Cuadro 21. Análisis de evaluación de las causas de falla</b>	<b>106</b>



## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Flujograma de la metodología desarrollada en el proyecto	20
Figura 2. Caldera pirotubular de tubos horizontales	22
Figura 3. Caldera pirotubular de tubos verticales	23
Figura 4. Caldera pirotubular de la UAO	27
Figura 5. Esquema de las zonas y condiciones de operación de la caldera de la UAO	28
Figura 6. Exergía disponible e irreversibilidades de la caldera de la UAO	42
Figura 7. Diagrama de Grassman del caso bajo análisis	43
Figura 8. Gráfica porcentaje de irreversibilidades	45
Figura 9. Gráfica temperatura de flama para diferentes valores de exceso de aire	47
Figura 10. Gráfica irreversibilidades en la zona de combustión para diferentes valores de exceso de aire	47
Figura 11. Gráfica eficiencia exergética para diferentes valores de exceso de aire	48
Figura 12. Gráfica eficiencia exergética para diferentes valores de temperatura de agua de alimentación	49
Figura 13. Gráfica irreversibilidades en la zona de transferencia de calor para diferentes valores de temperatura de agua de alimentación	49
Figura 14. Deposito cristalino de sulfato cálcico en línea de 5 pulgadas	54

<b>Figura 15. Suavizador</b>	<b>55</b>
<b>Figura 16. Salida del tanque de alimentación</b>	<b>58</b>
<b>Figura 17. Purga intermedia</b>	<b>59</b>
<b>Figura 18. Purga de lodos</b>	<b>59</b>
<b>Figura 19. Efecto de depósitos en las superficies de calentamiento</b>	<b>66</b>
<b>Figura 20. Daño en tubo por exposición a altas temperaturas durante corto periodo</b>	<b>68</b>
<b>Figura 21. Curva típica de ebullición para agua</b>	<b>73</b>
<b>Figura 22. Gráfica eficiencia de combustión vs consumo de combustible</b>	<b>79</b>
<b>Figura 23. Gráfica tasa de transferencia de calor vs espesor de incrustación</b>	<b>95</b>
<b>Figura 24. Gráfica temperatura superficial del lado interior del tubo vs espesor de incrustación</b>	<b>96</b>
<b>Figura 25. Falla por sobrecalentamiento en la superficie de un tubo de caldera pirotubular</b>	<b>97</b>
<b>Figura 26. Gráfica temperatura de la superficie en contacto con el agua vs espesor de incrustación</b>	<b>98</b>
<b>Figura 27. Gráfica coeficiente total de transferencia de calor vs espesor de incrustación</b>	<b>98</b>
<b>Figura 28. Metodología FMECA aplicada al equipo bajo análisis</b>	<b>101</b>
<b>Figura 29. Gráfica resultados obtenidos mediante el análisis de FMECA</b>	<b>107</b>

## LISTA DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
<b>Anexo A. Calor de combustión para diferentes sustancias</b>	<b>117</b>
<b>Anexo B. Calidad de gases comercializados en Colombia</b>	<b>118</b>
<b>Anexo C. Agua saturada. Tabla de presiones</b>	<b>119</b>
<b>Anexo D. Propiedades del agua saturada</b>	<b>120</b>
<b>Anexo E. Valores del coeficiente Ccr para obtener el flujo máximo de calor</b>	<b>121</b>
<b>Anexo F. Propiedades del aire a la presión de 1atm</b>	<b>122</b>
<b>Anexo G. References values of Gorenflo</b>	<b>123</b>
<b>Anexo H. Factores de incrustación representativos</b>	<b>124</b>
<b>Anexo I. Matriz FMECA</b>	<b>125</b>

## RESUMEN

En la metodología planteada se realiza un análisis exergético para identificar cuanta energía química y térmica de la suministrada al equipo es realmente aprovechada, permitiendo establecer que tan crítica es cada zona dentro del proceso de generación de vapor.

Se procede a abordar lo relacionado con el tratamiento de agua de alimentación, siendo este uno de los puntos más delicados en equipos para la generación de vapor. El procedimiento seguido fue la toma de muestras de agua en puntos ya establecidos y la realización de las respectivas pruebas químicas como: medición de dureza, alcalinidad, hidróxido, pH y TDS, según los estándares recomendados. Este se hace con el fin de caracterizar el agua con la que está operando la caldera y poder dar un veredicto sobre si la ejecución actual del procedimiento está bajo los requerimientos mínimos.

Posteriormente, desde el punto de vista de la transferencia de calor se caracteriza el fenómeno de intercambio de energía que ocurre entre los gases de combustión y el agua al interior de la caldera y se cuantifica como es afectado el equipo ante la formación de incrustaciones en las superficies de calentamiento, lo que permite tomar medidas sobre el tratamiento del agua y el funcionamiento de la caldera.

Por último, mediante un análisis de modos y efectos de falla se establecen los puntos clave en la zona de transferencia de calor que deben tratarse para garantizar la disponibilidad y el buen desempeño del equipo.

**Palabras clave:** caldera pirotubular, análisis exergético, transferencia de calor en caldera, tratamiento de agua, eficiencia, combustión, exceso de aire, incrustaciones, silicato, carbonato, sulfato, fmeca, gas natural, arrastres, corrosión.

## INTRODUCCIÓN

El actual modelo energético, basado en generar energía sin la gestión eficaz de los activos para satisfacer una demanda creciente es insostenible. La preocupación por preservar el medio ambiente y aumentar el grado de autoabastecimiento energético, ha llevado a los países más desarrollados a orientar sus políticas hacia una reducción del consumo de energía, incentivando el ahorro y su eficiencia.

Por otro lado, el auge del uso de los sistemas de generación de vapor se ha visto afectado en los últimos años por el incremento en las tarifas de gas, agua y productos químicos utilizados. Estos incrementos han hecho que el vapor de agua pase de ser uno de los servicios de menor cuantía a ser un rubro importante dentro de los costos de producción. Por esta razón, cada vez es más importante optimizar el uso de dichos recursos buscando que la producción de vapor de forma industrial se mantenga viable<sup>1</sup>.

En la gestión energética, las mejoras en eficiencia incluyen todos los cambios tecnológicos que conllevan a una reducción de la cantidad de energía para un mismo nivel de actividad, teniendo en cuenta que la satisfacción de los requerimientos de la sociedad actual es llevar asociado el menor costo económico, energético y ambiental posible. Esto hace que el concepto de eficiencia, además de un carácter tecnológico, tenga también un marcado carácter social y económico, abarcando el funcionamiento del sistema energético y el proceso de desarrollo de un país o región<sup>2</sup>.

---

<sup>1</sup> BURBANO, Juan y RESTREPO, Álvaro. Caracterización y posibilidades de ahorro energético en generación de vapor [en línea]. En: Estudio de caso Scientia et Technica. Octubre, 2005, vol. 1, no. 1. [Consultado 13 de noviembre de 2013]. Disponible en internet: <http://www.revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/download/.../4045>

<sup>2</sup> SERNA, Carlos. Gestión energética empresarial una metodología para la reducción de consumo de energía. En: Revista producción+limpia. Julio, 2010, vol. 5, p 107-126.

Como consecuencia, se ve la necesidad de hacer un análisis detallado de los principales factores involucrados en el funcionamiento de la caldera del laboratorio de vapor de la universidad Autónoma de Occidente.

Esto se hará mediante el desarrollo de una metodología que involucra un análisis matemático, químico y cualitativo, que permitirá obtener indicadores y/o parámetros que por normas establecidas deben encontrarse dentro de unos rangos permisibles, de no ser así se harán recomendaciones para garantizar el funcionamiento eficiente del equipo y la contribución a la gestión energética y al medio ambiente.

## **1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN**

### **1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

Actualmente la Universidad Autónoma de Occidente cuenta con un laboratorio de vapor para las prácticas del área de ciencias térmicas, este dispone de una caldera de tipo pirotubular, el cual es un equipo muy costoso y en la actualidad no se le da un uso frecuente, ya que las prácticas que se realizan en este equipo son casi nulas, siendo esta situación un punto importante en el deterioro de sus componentes.

Dicho escenario puede conllevar a bajo rendimiento y operaciones inadecuadas, ya que son equipos que requieren estar trabajando continuamente para su correcto funcionamiento, lo cual incrementa directamente los costos de operación y mantenimiento.

Se hace necesario e indispensable darle solución a esta problemática, con el fin de mejorar el desempeño de la caldera, lo cual permitirá un mejor uso de los recursos energéticos y contribuir a la gestión energética de la universidad.

### **1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

¿Cuáles podrían ser las propuestas para mejorar el rendimiento de la caldera pirotubular de la Universidad Autónoma de Occidente, que permitan obtener un uso racional de la energía e incidir favorablemente sobre la eficiencia energética, el impacto ambiental y la integridad estructural de la caldera?

## 2. JUSTIFICACIÓN

Del nivel de eficiencia y calidad con que se realicen los diferentes procesos involucrados en el funcionamiento de una caldera depende directamente el costo de operación y rendimiento global del generador. Entre los más importantes, resulta el aprovechamiento correcto del combustible, la transferencia eficaz del calor por parte del comburente al fluido caloportador (agua) y el tratamiento que se le hace al agua de alimentación; Esto implica la disminución de gastos en mantenimiento y reparación, reducción de la contaminación al medio ambiente.

Otra razón de peso para realizar este proyecto es que fuera de tener un equipo probablemente con bajo rendimiento, hay una problemática desde el aspecto de la academia en relación con el ingeniero en formación del siglo XXI. Según Gaviria, Valencia, Orozco y Restrepo (2005) Colombia requiere un ingeniero que combine mejor la practica con la teoría como consecuencia de cada día ver ingenieros recién graduados que salen a laborar y se enfrentan con situaciones que no dominan o sobre las cuales no tienen conocimiento haciendo aún más difícil esta transición<sup>3</sup>.

Sobre este contexto lo que se pretende en este proyecto es estudiar la posibilidad de mejorar el desempeño energético de la caldera donde se espera que el análisis y diagnóstico hecho, genere una serie de propuestas, las cuales de aplicarse incrementen la eficiencia de la caldera, y permita sacar más provecho del equipo, lo cual le permitirá al ingeniero mecánico en formación de la UAO tener más nociones sobre las labores y aplicabilidad de una caldera pirotubular en la industria.

---

<sup>3</sup> GAVIRIA, Álvaro. El ingeniero que Colombia necesita [en línea]. Antioquía: Universidad de Antioquía, 2005 [consultado 20 de octubre de 2013]. Disponible en internet:[http://aprendeonline.udea.edu.co/lms/moodle/file.php/98/Modulo\\_Hacer\\_Ingeniero/El\\_ingeniero\\_que\\_Colombia\\_necesita\\_1\\_.pdf](http://aprendeonline.udea.edu.co/lms/moodle/file.php/98/Modulo_Hacer_Ingeniero/El_ingeniero_que_Colombia_necesita_1_.pdf)



### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1 OBJETIVO GENERAL**

Analizar los principales componentes operacionales que influyen en el rendimiento de la caldera pirotubular de la UAO y generar propuestas de mejora sobre ellos.

#### **3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Analizar el proceso de combustión
- Cuantificar el desempeño de la caldera
- Evaluar el tratamiento que se le hace al agua de alimentación
- Evaluar el efecto de las incrustaciones sobre la transferencia de calor al interior de la caldera y la integridad de los tubos de humo

## **4. METODOLOGÍA**

### **4.1 ANÁLISIS Y DIAGNÓSTICO DEL GENERADOR DE VAPOR**

**4.1.1 Reconocimiento del sistema.** Esta etapa consiste en la familiarización con el generador de vapor del laboratorio de vapor, el cual incluye la caldera y la zona de tratamiento de agua, lo cual permitirá conocer mejor los equipos y las partes constituyentes.

**4.1.2 Recolección de información sobre el generador de vapor.** Esta etapa consiste en la búsqueda de información sobre los equipos por parte de los estudiantes con la ayuda de los encargados del laboratorio de vapor y la universidad. Será necesario obtener información de los componentes que constituyen la caldera, el tratamiento de agua y sus parámetros de funcionamiento, para así, comenzar a analizar y diagnosticar, teniendo en cuenta los objetivos que se quieren lograr en el proyecto.

### **4.2 ANÁLISIS DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DEL GENERADOR DE VAPOR**

En esta etapa se analizarán componentes del generador de vapor, tales como:

- Proceso de combustión

Se analizará el proceso de combustión al interior de la caldera por medio de la caracterización teórica de los gases de escape y un análisis exergético.

- Tratamiento del agua de alimentación

En esta etapa se realizará la caracterización del agua con el cual opera la caldera, las pruebas a realizar serán pH, dureza, acidez o alcalinidad, hidróxidos, fosfatos,

entre otros; lo cual permitirá evaluar los efectos que tiene el tratamiento sobre la calidad del agua de caldera.

- Tubos de humo

Mediante un análisis de transferencia de calor se determinara el impacto que tiene la formación de capas de diferentes composiciones químicas en los tubos sobre la tasa de transferencia de calor, la temperatura superficial y la integridad metalúrgica de los tubos.

#### **4.3 ANÁLISIS DE DESEMPEÑO DE LA CALDERA**

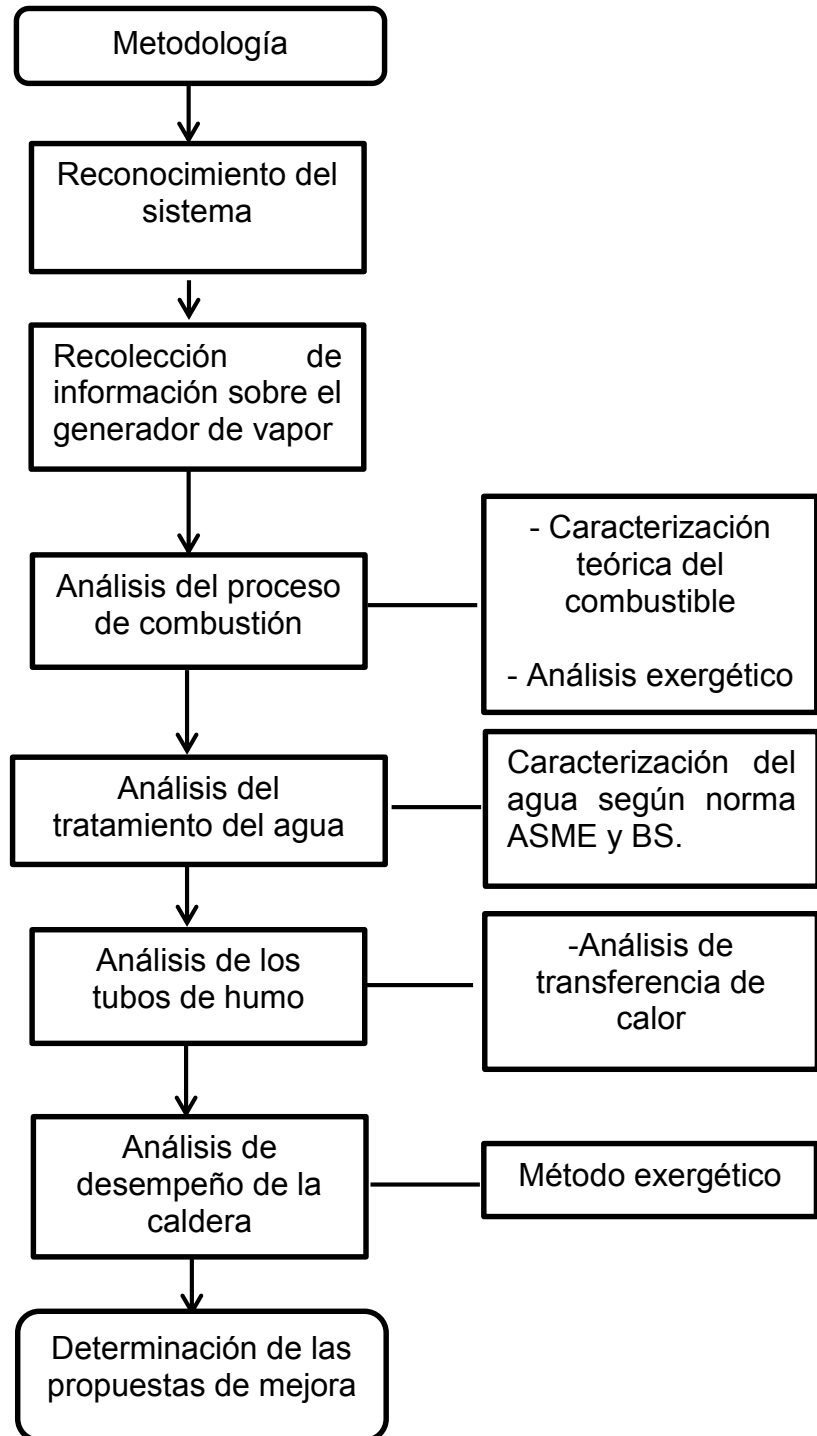
En esta etapa se utilizara el método de exergía para calcular la eficiencia de la caldera.

#### **4.4 DETERMINACIÓN DE LAS PROPUESTAS DE MEJORA**

Esta etapa consiste en determinar cuáles son las medidas de ahorro y mejora que se deben implementar en la caldera para aumentar el rendimiento, aprovechar mejor la energía disponible y reducir el impacto al medio ambiente.

La metodología planteada para el desarrollo del proyecto se resume en el siguiente flujograma:

**Figura 1. Flujograma de la metodología desarrollada en el proyecto**



## 5. ANALISIS EXERGETICO

### 5.1 GENERALIDADES DE CALDERAS

Cuando se habla de calderas, se hace referencia a recipientes de volumen constante y completamente cerrados, que operan de forma presurizada. Para dar una idea más concreta de la función de una caldera, se puede decir que principalmente se origina un proceso de transferencia de calor en su interior, en el cual los gases generados durante la combustión de un combustible ya sea sólido, líquido o gaseoso le transfieren calor o energía a un fluido de trabajo (agua) para llevarlo hasta su fase de vapor.

**5.1.1 Caldera pirotubular.** Las calderas pirotubulares o de tubos de humo como son llamadas muy a menudo, deben su nombre directamente a que la transferencia de calor, se da desde la parte interna de los tubos de humo hacia su exterior, como consecuencia de que estos son los encargados de transportar los gases calientes o productos de la combustión. La disposición de los tubos de humo está dada de tal manera que se encuentran en un medio en donde el agua gana toda esa energía, debido a que esta los envuelve en su totalidad.

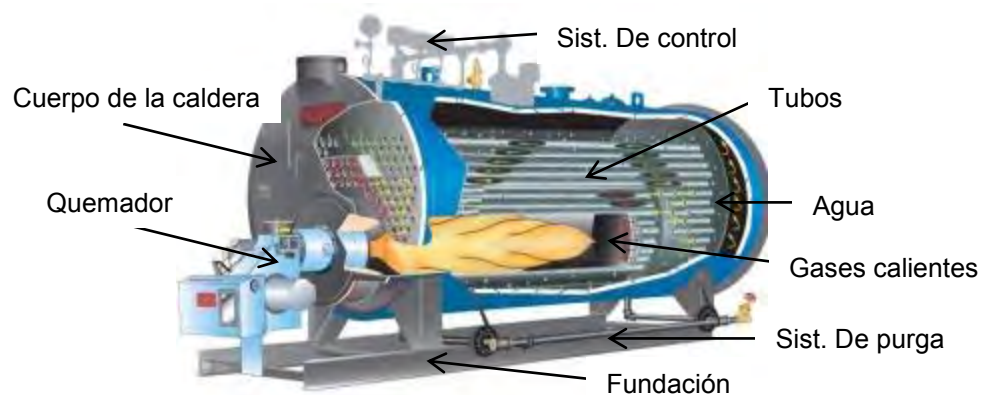
Una de las características de diseño que las hace muy utilizadas en la industria, es la gran capacidad de almacenamiento de agua, esto les confiere la capacidad de una mejor adaptación a las variaciones en su funcionamiento, debido a la demanda de vapor necesaria en la industria, es decir tiene una capacidad de respuesta mucho más rápida que las caldera acuotubulares.

En este tipo de calderas de tubos de humo, aunque el tratamiento del agua no es muy crítico, debe de realizarse un adecuado tratamiento, de no hacerse, traerá problemas como incrustaciones, corrosión por presencia de oxígeno en el agua, entre otros. Una ampliación sobre este tema se realizará más adelante durante el análisis al agua de alimentación de la caldera en estudio.

**5.1.1.1 Clasificación de las calderas pirotubulares.** Esta clasificación de caldera pirotubular, está asociada a la disposición o en pocas palabras a la orientación de los tubos de humo:

Caldera horizontal: el haz de tubos está instalado de tal manera que su recorrido sea de la parte delantera (quemador) a la trasera de la caldera (pared)<sup>4</sup>.

**Figura 2. Caldera pirotubular de tubos horizontales**



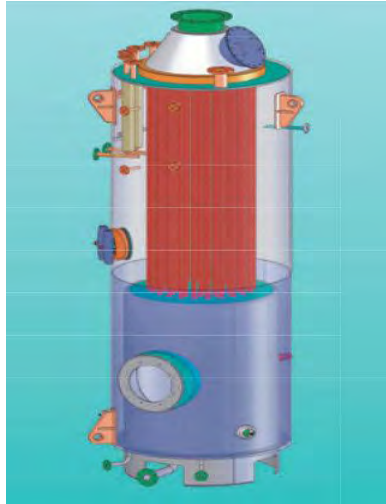
**Fuente:** VALDEZ, Roberto. Componentes principales de la caldera [en línea]. Culiacán: clínica de mantenimiento industrial, 2013 [consultado 28 de Febrero de 2014]. Disponible en internet: <http://www.cmind.com.mx/componentes-principales-de-las-calderas/>

Caldera vertical: el haz de tubos está instalado de tal manera que su recorrido sea de la parte inferior hasta la parte superior de la caldera o domo superior<sup>5</sup>.

<sup>4</sup> UCEDA, Juan. Guía básica calderas industriales eficientes [en línea]. En: Madrid ahorra con energía. Enero, 2013, no 1, p 30-35. [consultado 06 de Febrero de 2014]. Disponible en internet: <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-basica-calderas-industriales-eficientes-fenercom-2013.pdf>

<sup>5</sup> VALDEZ, Roberto. Componentes principales de la caldera [en línea]. Culiacán: clínica de mantenimiento industrial, 2013 [consultado 28 de Febrero de 2014]. Disponible en internet: <http://www.cmind.com.mx/componentes-principales-de-las-calderas/>

**Figura 3. Caldera pirotubular de tubos verticales**



**Fuente:** The online industrial exhibition vertical tube fire [en línea]. Bremen: Direct industry SAACKE, 2014 [consultado 04 de marzo de 2014]. Disponible en internet: <http://www.directindustry.com/prod/saacke/vertical-fire-tube-boilers-21962-1229967.html>

Ventajas y desventajas de las calderas pirotubulares<sup>6</sup>

- No operan a presiones muy altas debido a que la presión que ejerce a lo largo del tambor es dos veces la fuerza ejercida alrededor de la superficie cilíndrica.
- Para altas presiones las paredes de la caldera deben ser muy gruesas, lo que económicamente es inviable y no justifica la inversión.
- Tiene gran capacidad de almacenamiento de agua, lo que hace que respondan a las variaciones de carga.
- Los parámetros de operación límite en este tipo de caldera están alrededor de 250 psig y una producción de vapor de hasta 25000 lb/h.
- La eficiencia es baja en calderas muy pequeñas debido a que los gases de combustión tienen un recorrido muy corto.

<sup>6</sup> Libro de caldera [en línea]. Manabí: 2009 [consultado 15 de marzo de 2014]. Disponible en internet: <http://www.sisman.utm.edu.ec/libros/FACULTAD%20DE%20CIENCIAS%20MATEM%C3%81TICAS%20F%C3%81SICAS%20Y%20QU%C3%81MICAS/INGENIER%C3%81DA%20MEC%C3%81NICA/09/Calderas/Libros/libro%20Calderas.pdf>

## 5.2 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Es importante a la hora de realizar un análisis termodinámico, tener muy claro los conceptos que rigen esta ciencia y realizar un correcto seguimiento, para no incurrir en el camino equivocado de violar los principios termodinámicos. Si bien se consideraba en la primera ley de la termodinámica el concepto de: la energía no se crea ni tampoco se destruye, solo se conserva; la segunda ley de la termodinámica ya guía un poco más hacia la verdadera orientación de un proceso y dice que estos ocurren en una dirección y además se considera que la energía tiene tanto una calidad como cantidad.

Otro de los aspectos importantes de la segunda ley de la termodinámica es que ayuda al proceso de ingeniería porque proporciona indicadores representativos sobre el rendimiento de maquinaria y equipos utilizados en el sector industrial, donde conservar la calidad de la energía es una tarea de vital importancia para los ingenieros. En este caso por medio de la aplicación de la segunda ley se podrá analizar la degradación de la energía existente en la caldera pirotubular del laboratorio de vapor de la UAO.

La segunda ley se enuncia por Kelvin-Planck como: “Es imposible que un dispositivo que opera en un ciclo, reciba calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo”<sup>7</sup>, esto da a entender que ninguna maquina puede convertir toda la energía recibida en trabajo útil.

La importancia del análisis de un sistema, por medio de la eficiencia de segunda ley radica en que tiene un modelo que se ajusta más a la realidad, en la cual los procesos son completamente irreversibles. Algunos de los componentes asociados a estas irreversibilidades, están ligados a la transferencia de calor por diferencia finita de temperaturas, mezclado de dos sustancias, disipación por fricción, la reacción química originada en la combustión, entre otras. Como se mencionaba anteriormente la calidad de la energía está regida por la segunda ley de la termodinámica; y es de principal interés para los ingenieros, ya que cantidad no hace calidad; se podrá tener la misma porción de energía almacenada, pero el foco de mayor temperatura tendrá mejores características y comportamiento.

---

<sup>7</sup> CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. Thermodynamics an engineering approach. New york: McGraw-Hill, 2006. p. 281-332.



### 5.3 ENTROPÍA

Al hablar de segunda ley, se debe tener en cuenta la desigualdad de Clausius que establece la relación entre la temperatura y la cantidad de calor entregado o absorbido en un proceso cíclico como lo representa el siguiente modelo:

$$\oint \frac{dQ}{T} \leq 0 \quad (1.1)$$

En donde  $dQ$  representa la transferencia de calor en la frontera del sistema en una parte del ciclo y  $T$  la temperatura absoluta en dicha parte de la frontera<sup>8</sup>. La igualdad a cero representa un proceso reversible y la desigualdad cuando se presentan irreversibilidades dentro del ciclo.

Se puede representar el cambio de entropía de un sistema como:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left( \frac{dQ}{T} \right) \quad (1.2)$$

Parte de esa entropía creada es debida a la irreversibilidad del sistema y la entropía de los alrededores generada por su interacción.

$$S_{generada} = \Delta S_{total} = \Delta S_{sistema} + \Delta S_{alrededores} \geq 0 \quad (1.3)$$

Esta propiedad básicamente no es conservativa debido a que como se vio en el modelo anterior tiende a incrementarse en los procesos reales.

La entropía puede asociarse a una medida de desorden molecular, entonces si tenemos en análisis un sistema para la generación de vapor, se podrá intuir que la entropía será mucho más alta por la velocidad y aleatoriedad de las partículas en fase de vapor comparado con su estado líquido. Por ultimo cabe resaltar que los mecanismos principales de transferencia de entropía en un sistema están dados por la transferencia de calor y flujo másico.

---

<sup>8</sup> Ibíd., p. 333-428.

## 5.4 EXERGÍA

Un concepto muy importante que hay que tener en cuenta a la hora de llevar a cabo el análisis de un sistema térmico es el de *exergía*. La exergía se define como el máximo trabajo que puede ser obtenido de un proceso, el cual depende de un estado inicial, el proceso y un estado final. También se puede hablar de exergía como una medida de la calidad de la energía, ya que esto es lo verdaderamente aprovechable en un proceso.

Uno de los principales usos de este concepto, está en un balance de exergía en el análisis de sistemas térmicos donde la degradación de energía es equivalente a las pérdidas irreversibles de exergía<sup>9</sup>. El uso del balance exergético se presenta a continuación en el cálculo de un proceso irreversible, donde lo que se busca es cuantificar la destrucción de exergía por cada 100 kg de combustible quemado asociada a una maquina como lo es el caso de una caldera (ver figura. 4).

Características de la caldera bajo estudio (ver figura. 4):

- Fabricante: Calderas de Occidente
- Caldera pirotubular de 30 BHP con gas natural como combustible
- Quemador tipo dual
- Presión de operación: 90 psig
- Control de nivel tipo McDonnell
- Generación de vapor saturado a 90 psig y 166 °C
- Temperatura del agua de alimentación: 22 °C
- N° de pasos de los gases calientes: 1

---

<sup>9</sup> KOTAS, Tadeusz. The exergy method of thermal plants analysis. Florida: Krieger publishing company, 1995. p.32.

**Figura 4. Caldera pirotubular de la UAO**

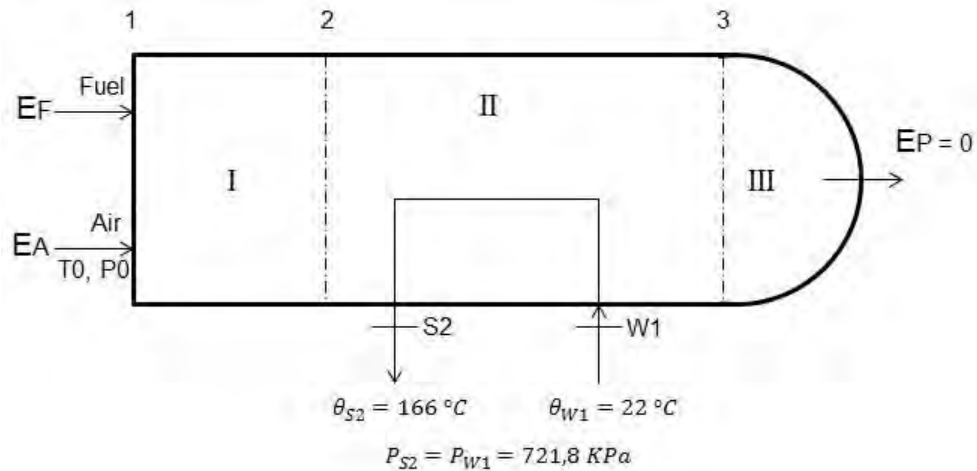


Para el análisis, la caldera (ver figura. 4) se dividió en tres zonas, las cuales se denominan como:

- ❖ Zona de combustión (I)
- ❖ Zona de transferencia de calor (II)
- ❖ Zona de mezcla (III)

La división anterior se realiza de esta forma debido a que comprenden las etapas más importantes que hay al interior de un equipo generador de vapor, sin embargo a medida que se profundice en el análisis se explicara de forma más detallada cada zona (ver figura. 5).

**Figura 5. Esquema de las zonas y condiciones de operación de la caldera de la UAO**



**5.4.1 Zona I.** El proceso de combustión es sin duda alguna, uno de los componentes más importantes en la operación de calderas, ya sean de tipo acuotubular o pirotubular, siendo esta última el principal tipo de generador de vapor que se encuentra en la industria debido a que proporciona una respuesta adecuada para demandas puntuales y una mayor calidad del vapor<sup>10</sup>. Es por eso que es de vital importancia, garantizar un buen proceso de combustión en donde se logre aprovechar la mayor cantidad de energía, con lo que se llama a un concepto actualmente muy usado como lo es la eficiencia energética.

Durante las reacciones químicas que dan origen a un proceso de combustión en calderas, hornos y en general, existen dos componentes principales, que van de la mano para que se libere la energía necesaria para hacer funcionar estos equipos.

El primer componente asociado a dicho proceso es el combustible, principalmente compuesto de elementos, tales como Carbono e Hidrógeno, los cuales generalmente se encuentran en los derivados del petróleo (hidrocarburos); también existe una tendencia muy marcada actualmente a generar combustibles a partir de subproductos, residuos agrícolas, como aquellos obtenidos en el sector

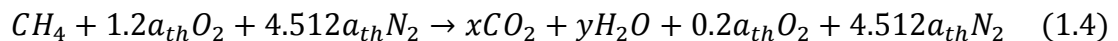
<sup>10</sup> Guía básica calderas industriales eficientes, Op. cit. Disponible en internet: <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-basica-calderas-industriales-eficientes-fenercom-2013.pdf>

azucarero, los cuales son llevados a procesos de fermentación, separación y destilación para obtener algunos alcoholes como el etanol.

El segundo componente que complementa este proceso es un comburente tal como lo es el aire, está compuesto principalmente por: 20.9% de  $O_2$ , 78.1% de  $N_2$ , y el 0.9% restante en componentes como Ar,  $CO_2$ ,  $H_2$  <sup>11</sup>. De todos los componentes presentes el más importante es el oxígeno el cual permite que se genere la combustión, por medio de la oxidación del combustible.

El combustible en este caso, gas natural, para efectos de cálculo se tratará como metano puro ( $CH_4$ ) debido a que no se contó con la posibilidad de una caracterización completa del combustible y de que es su componente principal (mayor al 95%), donde el 5% restante contiene sustancias tales como etano, propano,  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $N_2$  y  $O_2$ .

Debido a que la caldera no cuenta con un sensor de oxígeno, para los cálculos preliminares se considera un exceso de aire igual al 20% del aire teórico, el cual es un valor comúnmente utilizado para la combustión del gas natural. Este aire de exceso es ingresado a la cámara de combustión por medio de un ventilador, con el fin de aumentar la probabilidad de que haya una combustión completa de los reactivos presentes en el combustible, dando paso a la formación de productos tales como  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $N_2$  y  $O_2$ . El  $O_2$  se presenta en los productos como resultado del aire en exceso.



La ecuación anterior muestra la reacción del metano puro con aire, principalmente oxígeno y nitrógeno, en donde se generan productos, los cuales se mencionaron anteriormente.

Actualmente no se cuenta con un medidor de flujo de combustible y el contador de la empresa proveedora se encuentra defectuoso, haciendo imposible la medición del caudal de gas natural consumido por la caldera; por esta razón el balance de masa se muestra con la siguiente composición en los productos por cada 100 kg de combustible.

---

<sup>11</sup> CENGEL y BOLES, Op. cit., p. 753-754.

	$CO_2$	$H_2O$	$N_2$	$O_2$	Total
$n_k/[\text{kmol}/100 \text{ kg c}]$	6	12	54,144	2,4	74,544
$x_k$	0,0804	0,16097	0,7263	0,0322	1,00

- Sub-región I, cálculo de temperatura de flama adiabática

Como el metano y el aire entran al espacio de la combustión adiabática a  $T^0$  y  $P^0$ , el balance de energía para el proceso puede ser escrito como:

$$\begin{aligned}
 m_f(NCV)^0 &= \sum_k n_k \tilde{h}_{ph,k} \\
 &= (\theta_2 - \theta^0) \sum_k n_k \tilde{c}_{p,k}^h \quad (1.5)
 \end{aligned}$$

Dónde:

$m_f$  – Masa de combustible,  $kg$

$(NCV)^0$  – Valor calorífico neto del metano en condiciones estándar,  $\frac{kJ}{kg}$

$n_k$  – Numero de moles de cada producto en los gases de combustión,  $Kmol$

$\tilde{c}_{p,k}^h$  – Capacidad molar calorífica media,  $\frac{kJ}{Kmol.K}$

$\theta_2$  – Temperatura de flama adiabática,  $^{\circ}C$

$\theta^0$  – Temperatura estándar,  $^{\circ}C$

- Cálculo del valor calorífico neto del metano

Para determinar  $\theta_2$ , primero hay que obtener el  $(NCV)^0$  o poder calorífico inferior, para ello se debe realizar un análisis de combustión, en donde se parte de la ecuación de la combustión del metano, con 100% de aire teórico:



**Cuadro 1. Análisis de combustión del metano**

	(1)	(2)	(3)	(4)
	$PM_i$	$N_i$	$\Delta \bar{h}_f^\circ$	$N_i \tilde{h}_i$
Sustancia	kg/kg mol	kg mol	kJ/kg mol	kJ/kg mol
Metano, $CH_4$	16,043	1	- 74852	- 74852
Oxígeno, $O_2$	32	2	0	0
Nitrógeno, $N_2$	28	7,52	0	0
$CO_2$	44	1	- 393,52	- 393520
$H_2O$	18,016	2	- 241820	- 483640
$N_2$	28	7,52	0	0
Total $\frac{kJ}{kg \text{ de } CH_4}$				- 802308

Dónde:

$$\begin{aligned}
 PCI &= \frac{\text{calor de combustion}}{\text{masa del combustible}} \quad (1.7) \\
 &= \frac{- 802308 \frac{kJ}{kg \text{ de } CH_4}}{16.043 \frac{kg}{kg \text{ mol}}} \\
 PCI &= - 50010 \frac{kJ}{kg \text{ de combustible}}
 \end{aligned}$$

Como se puede ver en el cuadro 1, el combustible y el aire aparecen primero; después vienen los productos, y sus masas o pesos moleculares en la columna 1. La columna 2 muestra la cantidad de moles de cada sustancia por 1 mol de combustible y la columna 3 muestra los calores de formación. La entalpía total de cada sustancia por 1 mol de combustible está en la columna 4. La suma de la columna 4 es el calor total de combustión, esto es, restando los términos de combustible y del aire de la suma de los productos. El poder calorífico como valor absoluto es de 50010 kJ/kg el cual es un valor casi idéntico al reportado para metano puro en la literatura (ver anexo A).

Se observa que el calor de formación del vapor de agua se usó en el cuadro 1, lo cual explica que se haya calculado el poder calorífico inferior.

Haciendo un contraste entre los poderes caloríficos inferiores del metano y el gas natural comercial, el gas natural tiene un PCI menor, el cual en promedio es de 45000 kJ/kg para las reservas del territorio colombiano (ver anexo B), con lo cual se espera un error en los cálculos por efecto de esta consideración.

Una vez se tiene el valor del  $(NCV)^0$ , es posible obtener la exergía del combustible en condiciones estándar mediante la siguiente relación:

$$\varphi = \frac{\varepsilon^0}{(NCV)^0} \quad (1.8)$$

Dónde:

$\varphi$  – Relación entre exergía química de combustible y poder calorífico neto

$\varepsilon^0$  – Exergía química del combustible,  $\frac{kJ}{kg}$

Para el gas natural se tiene que  $\varphi$  es igual a 1.04<sup>12</sup>. De esta manera la exergía química del combustible es 52010.4 kJ/kg.

Retomando el análisis para determinar  $\theta_2$ , se tiene que la sumatoria  $\sum_k n_k \tilde{c}_{p,k}^h$  puede ser determinada de valores de  $\tilde{c}_{p,k}^h$  extraídos de “*Mean isobaric heat capacity for enthalpy of some gases*”<sup>13</sup>, para un valor de prueba  $\theta_2$ . Este procedimiento es iterativo debido a que los valores  $\tilde{c}_{p,k}^h$  dependen de  $\theta_2$  y esto es precisamente lo que se quiere determinar.

Para la realización del proceso iterativo se tomó como referencia el valor de 2035°C para la temperatura de flama a la cual arde el gas natural con aire estequiométrico; teniendo en cuenta que con un exceso de aire la temperatura de flama será menor, a partir de ese valor se disminuyó la temperatura hasta llegar a un valor tentativo de 1850 °C debido a que fue el más próximo al obtenido por la Ec. 1.9. De esta manera se tiene que:

<sup>12</sup> KOTAS, Op. cit., p. 267-269.

<sup>13</sup> Ibíd., p. 271-273.



	$CO_2$	$H_2O$	$N_2$	$O_2$
$\tilde{c}_p^h / [kJ/kmolK]$	54,39	42,06	33,22	34,72

De estos valores se tiene que  $\sum_k n_k \tilde{c}_{p,k}^h = 2713.05 \frac{kJ}{K}$ . Sustituyendo en la Ec. 1.9:

$$\theta_2 = \theta^0 + \frac{m_f (NCV)^0}{\sum_k n_k \tilde{c}_{p,k}^h} \quad (1.9)$$

$$\theta_2 = 25 + \frac{100 * 50010}{2713.5} = 1868 \text{ } ^\circ C$$

El valor obtenido para  $\theta_2$  representa la temperatura a la cual el combustible arde en presencia de oxígeno y por ende será la temperatura a la cual ingresarán los gases de combustión a la zona de intercambio de calor con el agua (zona II) al no contar con la instrumentación necesaria para verificar este valor encontrado.

- Irreversibilidades en sub-región I

Ya que el proceso de combustión se considera para este caso como adiabático ( $E^Q = 0$ ), no hay trabajo de eje ( $W_x = 0$ ) y  $E_{aire}^0 = 0$ , el balance de exergía para este caso queda de la siguiente forma:

$$I_l = E_F - E_2 \quad (1.10)$$

$$E_F = m_F \varepsilon_F^0$$

$$E_2 = n_{P2} \tilde{\varepsilon}_{P2}^0 + \sum_k n_k \tilde{\varepsilon}_{ph,k} \quad (1.11)$$

$$\tilde{\varepsilon}_{P2}^0 = \sum_k x_k \tilde{\varepsilon}_k^0 + \tilde{R} T^0 \sum_k x_k \ln x_k \quad (1.12)$$

Dónde:

$E_F$  – Exergía del combustible,  $kJ$

$E_2$  – Exergía de los gases de combustión,  $kJ$

$\varepsilon_F^0$  – Exergía de referencia del combustible,  $\frac{kJ}{kg}$

De “Standard enthalpy of devaluation and standard chemical exergy of inorganic substances” <sup>14</sup>.

<sup>14</sup> Ibíd., p. 236-262.

	$CO_2$	$H_2O$	$N_2$	$O_2$
$\tilde{\varepsilon}^0/[\text{kJ/kmol}]$	20140	11710	720	3970

Usando estos datos y la composición molar de los productos dada anteriormente por la Ec. 1.12:

$$\tilde{\varepsilon}_{P_2}^0 = 2073.71091 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

La componente física de exergía de los productos es evaluada usando los datos extraídos de “*Mean isobaric exergy capacity of some gases*”<sup>15</sup> para  $\theta = 1850^\circ\text{C}$ :

	$CO_2$	$H_2O$	$N_2$	$O_2$
$\tilde{c}_P^\varepsilon/[\text{kJ/kmolK}]$	38,06	29,2	22,94	23,99

Por lo tanto para  $P = P^0 = \text{const}$ :

$$\begin{aligned} \sum_k n_x \tilde{\varepsilon}_{ph,k} &= (\theta_2 - \theta^0) \sum_k n_k \tilde{c}_{P,k}^\varepsilon \quad (1.13) \\ &= (1868 - 25)1878.39936 = 3461890.02 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Y de la Ec. 1.11:

$$E_2 = 74.544 * 2073.71091 + 3461890.02 = 3.6 \times 10^6 \text{ kJ}$$

Se calculan las irreversibilidades en la región I a partir de la Ec. 1.10:

$$\begin{aligned} I_I &= 100 * 52010.4 - 3.6 \times 10^6 \\ &= 1601040 \text{ kJ por } 100 \text{ kg de combustible} \end{aligned}$$

Exceptuando cuando una reacción química toma lugar bajo condiciones controladas, toda reacción química es inherentemente irreversible. Así en todo componente como en el hogar de una caldera existen irreversibilidades intrínsecas, las cuales no pueden ser eliminadas.

<sup>15</sup> Ibíd., p. 277-279.

**5.4.2 Zona II.** En esta zona ocurre la transferencia de calor desde los gases de combustión a través de los tubos de la caldera hacia el agua para la producción de vapor. En la figura 5, se detallan las temperaturas a la cual ingresa el agua de alimentación y se genera vapor, además se especifica la presión de operación. En este tipo de caldera no hay un sobrecalentador, por ende la temperatura a la cual se genera el vapor saturado es la misma que a la salida de esta.

En este proceso de transferencia de calor, la componente térmica de exergía de una corriente se incrementa a expensas de una reducción en la componente de la otra corriente. Así, en este caso se transfiere exergía térmica entre las dos corrientes a través de fenómenos como conducción, convección y radiación<sup>16</sup>.

- Sub-región II, balance de energía

La masa de  $H_2O$ ,  $m_s$ , correspondiente a las condiciones de operación dadas puede ser calculada del balance de energía:

$$H_2 - H_s = m_s(h_{s2} - h_{w1}) \quad (1.14)$$

De las tablas de agua (ver anexo C) para las condiciones de entrada y salida del agua:

$$h_{s2} = 2764.04 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{w1} = 92.954 \frac{kJ}{kg}$$

Dónde:

$$h_{s2} - \text{Entalpia del vapor, } \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{w1} - \text{Entalpia del agua, } \frac{kJ}{kg}$$

---

<sup>16</sup> Ibíd., p. 121.

Y según lo calculado anteriormente:

$$H_2 = 2713.05 * (1868 - 25) \\ = 5000151.15 \text{ kJ}$$

$H_s$  se calculará de los valores de  $\tilde{c}_p^h$  para  $\theta_3 = 72^\circ\text{C}$  obtenidos de “*Mean isobaric heat capacity for enthalpy of some gases*”<sup>17</sup>:

	$CO_2$	$H_2O$	$N_2$	$O_2$
$\tilde{c}_p^h/[\text{kJ/kmolK}]$	38.5248	33.192	29.2416	27.358

Por lo tanto:

$$H_s = (\theta_3 - \theta^0) \sum_k n_k \tilde{c}_{p,k}^h \quad (1.15) \\ = (72 - 25)(2278) = 107066 \text{ kJ}$$

Sustituyendo los valores numéricos en la Ec. 1.14:

$$m_s = \frac{5000151.15 - 107066}{2764.04 - 92.954} = 1832 \text{ kg}$$

- Irreversibilidades

Las irreversibilidades en esta sub-región están dadas por:

$$I_{II} = (E_2 - E_3) - (E_{s2} - E_{w1}) \quad (1.16)$$

Para la sustancia del agua (ver anexo C):

$$s_{s2} = 6.69665 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \\ s_{w1} = 0.324765 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

---

<sup>17</sup> Ibíd., p.267-269.

Dónde:

$s_{s2}$  – Entropía del vapor,  $\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$

$s_{w1}$  – Entropía del agua,  $\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned} E_{s2} - E_{w1} &= m_s [(h_{s2} - h_{w1}) - T^0 (s_{s2} - s_{w1})] \quad (1.17) \\ &= 1832 [(2764.04 - 92.954) - 298.15 (6.69665 - 0.324765)] \\ &= 1412937.7 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Dónde:

$E_{s2}$  – Exergía del vapor,  $\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$

$E_{w1}$  – Exergía del agua,  $\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$

La Ec. 1.17 representa el cambio de exergía originado en el proceso de ebullición. También se calcula la exergía de  $E_{s2}$  y  $E_{w1}$  por separado:

$$E_{s2} = m_s [(h_{s2} - h_0) - T^0 (s_{s2} - s_0)] \quad (1.18)$$

$$E_{w1} = m_s [(h_{w1} - h_0) - T^0 (s_{w1} - s_0)] \quad (1.19)$$

Dónde:

$h_0$  – Entalpia del estado muerto a  $P^0 = 1.01325 \text{ bar}$  y  $T^0 = 295.15 \text{ K}$

$s_0$  – Entropía del estado muerto a  $P^0 = 1.01325 \text{ bar}$  y  $T^0 = 295.15 \text{ K}$

Por lo tanto:

$$E_{s2} = 1832 [(2764.04 - 104.83) - 298.15 (6.69665 - 0.3672)] = 1414458.7 \text{ kJ}$$

$$E_{w1} = 1832 [(92.954 - 104.83) - 298.15 (0.324765 - 0.3672)] = 1421.6 \text{ kJ}$$

$E_3$  se calculará de los valores de  $\tilde{c}_p^h$  para  $\theta_3 = 72 \text{ }^\circ\text{C}$  obtenidos de “*Mean isobaric exergy capacity of some gases*”<sup>18</sup>:

---

<sup>18</sup> Ibíd., p. 236-262.

	$CO_2$	$H_2O$	$N_2$	$O_2$
$\tilde{c}_p^e / [kJ/kmolK]$	2.7784	2.3072	2.084	1.9764

Para  $P = P^0 = const$ :

$$\begin{aligned}
 (E_{ph})_3 &= (\theta_3 - \theta^0) \sum_k n_k \tilde{c}_{p,k}^e \quad (1.20) \\
 &= (72 - 25)(161.94) = 7611.18 \text{ kJ} \\
 E_3 &= E_3^0 + (E_{ph})_3 \quad (1.21) \\
 &= 74.544 * 2073.71091 + 7611.18 \\
 &= 162193.88 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Dónde:

$E_3$  – Exergía de los gases de combustión en chimenea,  $kJ$

Sustituyendo en la Ec. 1.16:

$$\begin{aligned}
 I_{II} &= (3.6 \times 10^6 \text{ kJ} - 162193.88 \text{ kJ}) - (1412937.7 \text{ kJ}) \\
 &= 2024868.42 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

El valor obtenido corresponde a la principal forma de irreversibilidad en los procesos de intercambio de calor, la cual se debe a la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita y es debido a la reducción en la calidad de la energía térmica ya que es transferida de una temperatura alta a una baja.

En todo proceso de intercambio de calor, una diferencia finita de temperatura entre los medios es requerida para que haya una tasa de transferencia de calor, lo cual hace que este tipo de irreversibilidad sea inevitable.

Se nota además que en este proceso hay más destrucción de exergía que en el proceso llevado a cabo en la zona I que involucra un proceso de combustión, en donde se esperaba que las irreversibilidades fueran mayores que en las demás zonas.

Si se analiza con más detalle la zona I se tiene que a comparación con otros combustibles el poder calorífico inferior del gas natural o en este caso del metano puro es más alto, lo cual conlleva a que la temperatura alcanzada durante la combustión sea mayor, esto se refleja en un aumento de la exergía disponible de los gases de combustión y finalmente en una disminución en la exergía destruida en la zona I (ver Ec. 1.10).

Si bien se esperaba que en la zona I las irreversibilidades fuesen mayores que en la zona II, la explicación a este comportamiento es producto de varios factores desde el punto de vista de esta zona, entre ellos que la caldera tiene únicamente un paso de los gases, lo cual impide que se aproveche por completo toda la energía térmica contenida en estos. Por un plan de mantenimiento programado por parte de la universidad se evidenció durante la calibración de la combustión, que los gases a la salida de la chimenea eran de aproximadamente 305 °C. La temperatura baja del agua de alimentación (22 °C) es otro factor influyente en la destrucción de exergía como se comprobará en el análisis paramétrico posterior y hay que tener en cuenta que la presencia de un fenómeno de ebullición involucra gran destrucción de exergía<sup>19</sup>.

**5.4.3 Zona III.** Esta zona corresponde a la región donde se mezclan los gases de combustión con el medio ambiente, lugar donde se encuentra la chimenea de la caldera.

- Sub-región III

En esta sub-región, toda la exergía de los gases dada por  $E_3$  es perdida por disipación (mezcla, enfriamiento, etc.). Por lo tanto:

$$I_{III} = E_3 = 162193.88 \text{ kJ} \quad (1.22)$$

Esta perdida en los gases es igual a la exergía disponible de los gases de combustión descargados a la atmósfera.

---

<sup>19</sup> Ibíd., p. 122.

Note que  $E_3$  incluye contribuciones debido a la exergía química de los componentes inquemados, la exergía física debida a la diferencia de temperatura entre los gases y el medio ambiente y la diferencia en composición entre los productos de la combustión y el medio ambiente <sup>20</sup>.

**5.4.4 Eficiencia exergética de la caldera.** Ya que la función de la caldera es incrementar la exergía de la corriente de agua a cambio de tomar la exergía del combustible como entrada, se tiene que:

$$\begin{aligned}\psi &= \frac{E_{s2} - E_{w1}}{E_F} \quad (1.23) \\ &= \frac{1414458.7 - 1421.6}{5201040} = 0.272\end{aligned}$$

Los resultados más relevantes se presentan en los cuadros 2 y 3 y la figura 6.

---

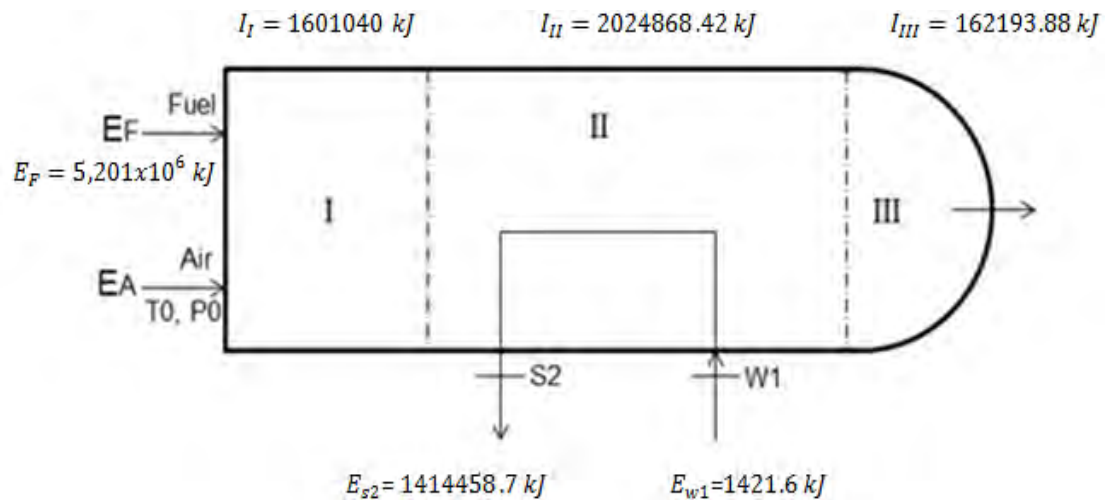
<sup>20</sup> Ibíd., p. 153-154.



**Cuadro 2. Exergía disponible e irreversibilidades de la caldera**

Exergía disponible e irreversibilidades	kJ/100 kg c
Exergía del gas natural aproximado a metano puro por 100 kg de combustible, $E_F$	5201040
Irreversibilidades en el proceso de combustión, $I_I$	1601040
Exergía disponible de los gases de combustión, $E_2$	$3,6 \times 10^6$
Exergía disponible de los gases de combustión luego de intercambiar calor con el agua, $E_3 = I_{III}$	162193,88
Exergía del agua a la temperatura y presión de ingreso, $E_{w1}$	1421,6
Exergía del vapor a la temperatura y presión de salida, $E_{s2}$	1414458,7
Irreversibilidades en el proceso de transferencia de calor, $I_{II}$	2024868,42

**Figura 6. Exergía disponible e irreversibilidades de la caldera de la UAO**



**Cuadro 3. Eficiencia exergética de la caldera**

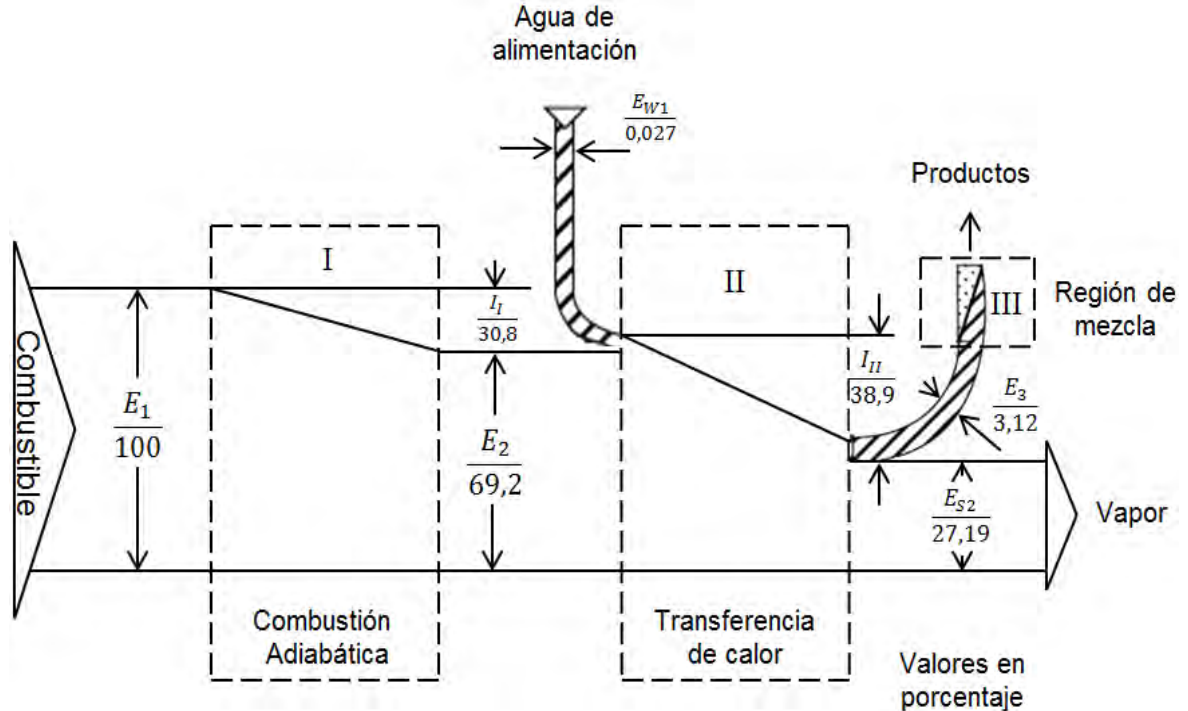
Eficiencia	Valor, %
exegética	27,2

El cuadro 2 se puede presentar aún mejor de forma pictórica, haciendo un diagrama de Grassman<sup>21</sup>, el cual puede ser una representación útil del flujo de exergía y pérdidas en una planta simple, lo cual ayuda a evaluar su desempeño. Este diagrama puede ser considerado como una adaptación del diagrama de Sankey<sup>22</sup> usado para transferencia de energía dentro de una planta. A continuación se presenta el diagrama de Grassman diseñado para la caldera bajo análisis.

<sup>21</sup> Ibid., p. 84-85.

<sup>22</sup> STENUM, G. The inventor of the Sankey diagram: Capatain Henry R [en línea]. Austria: GMBH, 2011 [consultado 02 de Febrero de 2014]. Disponible en internet: <http://www.stenum.at/en/?id=software/sankey/sankey-glossar>

**Figura 7. Diagrama de Grassman del caso bajo análisis**



Como se puede ver del diagrama de Grassman (ver figura. 7), la eficiencia exergética de esta caldera toma en cuenta tres tipos de pérdidas: irreversibilidades intrínsecas al proceso de combustión adiabática  $I_I$ ; irreversibilidades debido a la transferencia de calor por diferencia de temperatura finita  $I_{II}$ ; e irreversibilidades debidas a la disipación de exergía de los productos de combustión  $I_{III}$ .

A continuación se analiza de forma más detallada las irreversibilidades existentes:

**Cuadro 4. Datos de destrucción de exergía**

	Destrucción de Exergía		
	Cantidad $\left(\frac{kJ}{100 kg c}\right)$	$y_D^* \%$	$y_D \%$
Zona I	1601040	42,3%	30,8%
Zona II	2024868,42	53,4%	38,9%
Zona III	162193,88	4,3%	3,1%
Total	3788102,3	100,0%	72,8%

Los valores de las tasas de destrucción de exergía  $y_D^*$ ,  $y_D$  y exergía perdida  $y_L$  proporcionan medidas termodinámicas de la ineficiencia del sistema.

La tasa de destrucción de exergía en un componente del sistema puede ser comparado con la tasa de exergía del combustible proporcionado a todo el sistema,  $\dot{E}_F$ , dando la proporción de exergía destruida por zona:

$$y_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_F} \quad (1.24)$$

Alternativamente la componente de la tasa de exergía destruida puede ser comparada con la exergía total destruida dentro del sistema,  $\dot{E}_{D,tot}$ , dando la relación:

$$y_D^* = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{D,tot}} \quad (1.25)$$

Las dos relaciones de destrucción de exergía son útiles para hacer comparaciones entre varios componentes del mismo sistema.

La razón de exergía perdida está definida similarmente a  $y_D$ , la cual compara la pérdida de exergía con la exergía del combustible provisionado a todo el sistema<sup>23</sup>:

$$y_L = \frac{\dot{E}_L}{\dot{E}_F} \quad (1.26)$$

Note en el cuadro 4, que el 72,8% de la exergía total se pierde y se torna inutilizable, producto de las irreversibilidades asociadas a cada una de las tres zonas, lo cual se puede ver de forma independiente en la figura 8.

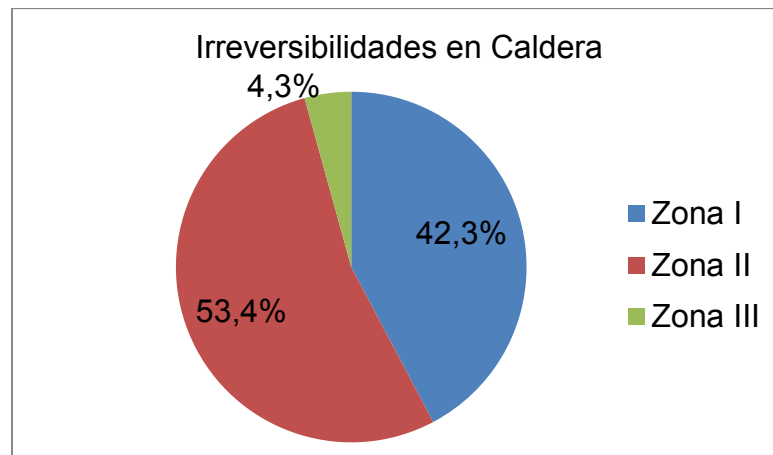
---

<sup>23</sup> BEJAN, Adrian. TSATSARONIS, George. y MORAN, Michael. Thermal design and optimization: Exergy analysis. Toronto: Jhon Wiley & sons, 1996. p. 149-150.

En cuanto a la razón de exergía perdida, por la configuración del sistema bajo análisis resulta que la razón de exergía destruida en la zona III es la misma. Lo cual representa el 3,1% de la exergía total ingresada al sistema por el combustible.

Para  $y_D^*$  se observa que la zona que más contribuye a la destrucción de exergía es la zona II, donde se da el intercambio de calor entre los gases y el agua con un 53,4%, seguida de la zona I con 42,3% (ver discusión pág. 39-40) y por último la zona de intercambio entre los gases y el aire circundante con 4,3 % según la figura 8.

**Figura 8. Gráfica porcentaje de irreversibilidades**



El porcentaje de irreversibilidades en la zona II y la caldera misma se puede mejorar sustancialmente incrementando la temperatura de ingreso del agua de alimentación, lo cual conllevaría a que se cuente con más exergía disponible,  $E_{w1}$ , y se tenga que quemar menos combustible para producir la misma cantidad de vapor, ya que en las condiciones actuales el agua ingresa con una exergía menor al 1% con respecto a la exergía suministrada al sistema.

## 5.5 ANÁLISIS PARAMÉTRICO

Para comprender con más exactitud el comportamiento de los diferentes parámetros evaluados en el análisis desarrollado, se han graficado algunos resultados logrados mediante la realización de una hoja de cálculo en Excel con el método de análisis exergético, en el cual se varió el exceso de aire, obteniendo diferentes valores para la eficiencia exergética, irreversibilidades en la zona de combustión y temperatura de gases de combustión, posteriormente se varió la temperatura del agua de alimentación y se tuvieron diferentes valores para la eficiencia exergética e irreversibilidades en la zona de transferencia de calor.

**1.5.1 Iteraciones para el exceso de aire.** Como se ha visto, el exceso de aire juega un papel importante en las cantidades molares de los productos de la combustión, lo cual afecta a la combustión en general y sus parámetros que de ello dependen.

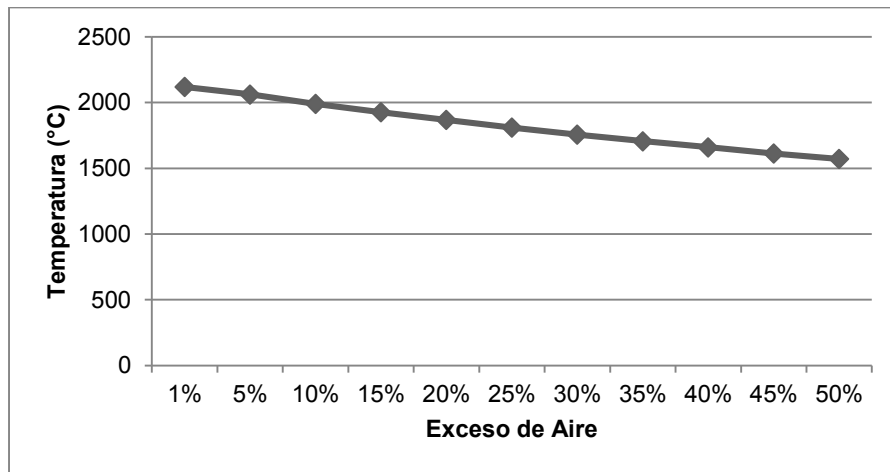
El exceso de aire se varió desde 1% hasta 50%, en donde se obtuvieron los siguientes resultados:

**Cuadro 5. Valores obtenidos para diferente exceso de aire**

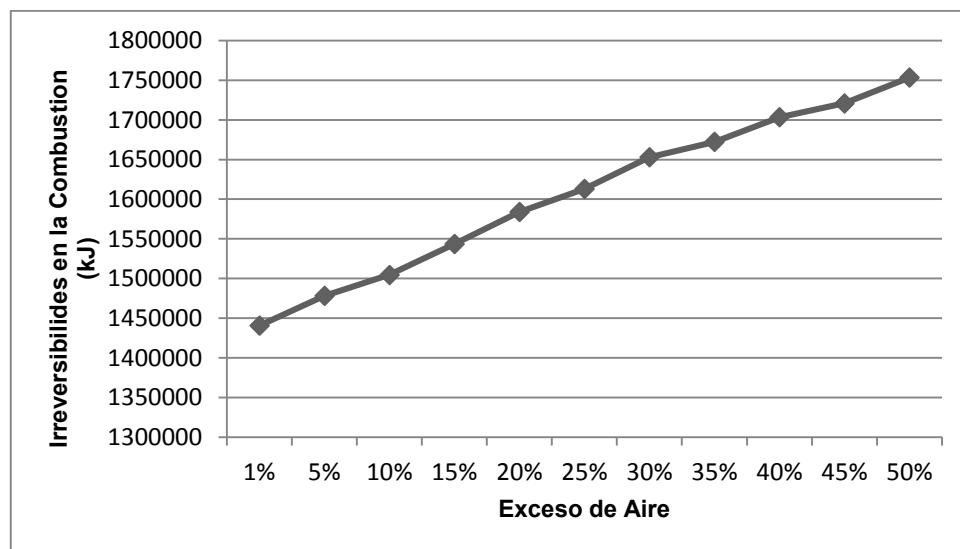
Exceso de Aire	$\theta_2 (^{\circ}\text{C})$	$I_I (\text{kJ})$	$\psi$
1%	2119,3	1440566	27,25%
5%	2062,32	1478102	27,24%
10%	1990,86	1504650	27,21%
15%	1927,3	1543575	27,19%
20%	1868,31	1583859	27,17%
25%	1810,65	1613077	27,15%
30%	1757,18	1652995	27,13%
35%	1707,18	1672332	27,11%
40%	1660,18	1703402	27,09%
45%	1613,37	1720993	27,06%
50%	1571,94	1753489	27,04%

Nota: los valores para 20% son los del estado actual de operación.  
Los valores del cuadro 5 se representan en las siguientes graficas:

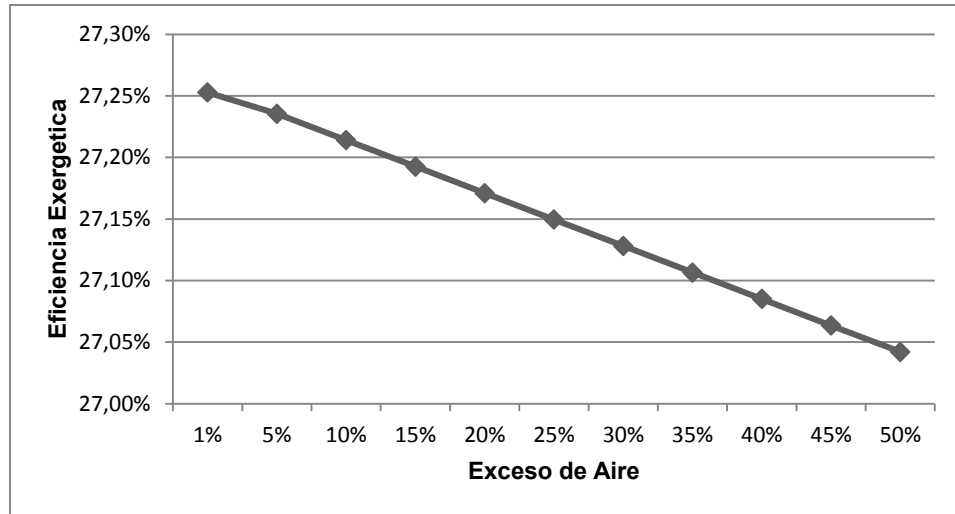
**Figura 9. Gráfica temperatura de flama para diferentes valores de exceso de aire**



**Figura 10. Gráfica irreversibilidades en la zona de combustión para diferentes valores de exceso de aire**



**Figura 11. Gráfica eficiencia exergética para diferentes valores de exceso de aire**



**5.5.2 Iteraciones para el agua de alimentación.** Un valor que se procura que sea lo más alto posible, es la temperatura del agua de alimentación de la caldera, lo que implica consumir menos combustible para llevar el agua líquida a su estado de vapor saturado y la disminución de las irreversibilidades por efecto de disminuir el delta de temperatura entre el agua y los gases de combustión.

La temperatura del agua de alimentación se varió desde 22°C hasta 72°C, en donde se obtuvieron los siguientes resultados:

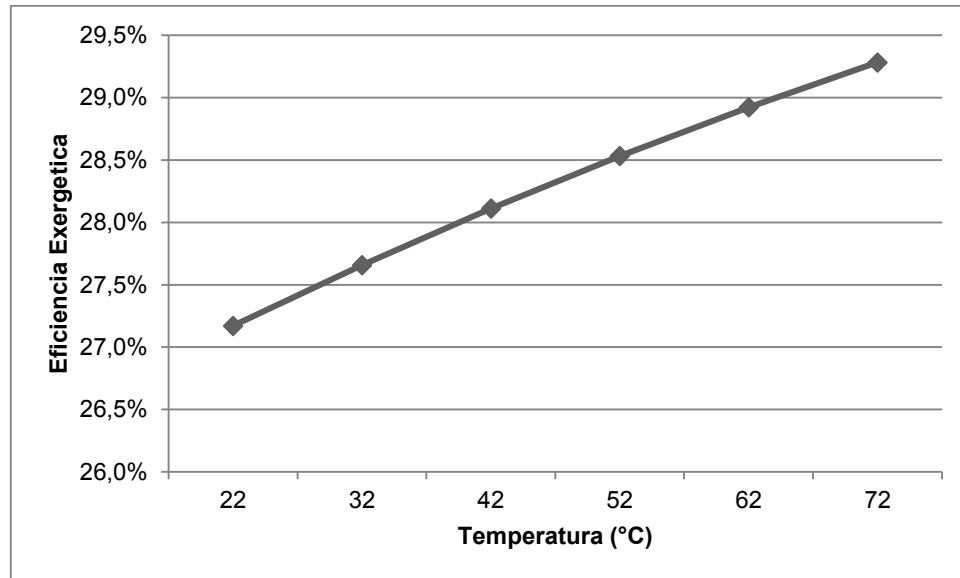
**Cuadro 6. Valores obtenidos para diferentes temperaturas de agua de alimentación**

$\theta_{w1} (^{\circ}\text{C})$	$\psi$	$I_{II} \text{ (kJ)}$
22	27,17%	2041686,78
32	27,66%	2017934,32
42	28,11%	1995626,8
52	28,53%	1974891,6
62	28,92%	1955607,01
72	29,28%	1937748,83

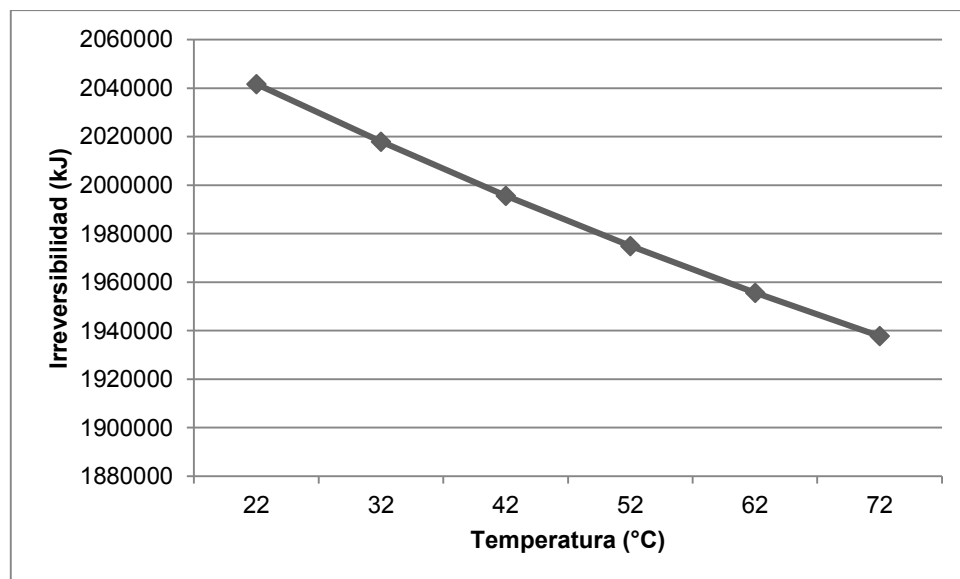


Nota: los valores para 22°C son los del estado actual  
Los valores del cuadro 6 se grafican a continuación:

**Figura 12. Gráfica eficiencia exergética para diferentes valores de temperatura de agua de alimentación**



**Figura 13. Gráfica irreversibilidades en la zona de transferencia de calor para diferentes valores de temperatura de agua de alimentación**



Como se puede observar en la figura 9 el comportamiento presentado indica que el combustible tiene posibilidades de arder a más temperatura al reaccionar con un bajo exceso de aire; además se observa de la figura 10 que ante la situación anterior, las irreversibilidades presentes en la combustión serán menores debido a que habrá menos oxígeno arrastrando energía durante la reacción química, dando como resultado un aumento en la eficiencia exergética (ver figura 11).

Si bien es más beneficioso ingresar la menor cantidad de exceso de aire a la cámara de combustión en el proceso llevado a cabo en la zona I, como se ve en las figuras 9, 10 y 11, en situaciones reales de operación es difícil trabajar con cantidades tan bajas como 1% - 10% ya que esto implica casi que una combustión teórica.

En la figura 12 se observa que la eficiencia exergética aumenta proporcionalmente con el aumento de la temperatura del agua de alimentación a la caldera. Este comportamiento se atribuye a que se requiere menos energía química liberada por parte del combustible para llevar el agua hasta su fase de vapor, lo cual implica una destrucción de exergía menor ante la reducción de la diferencia de temperatura entre ambas corrientes, siendo esta la principal forma de irreversibilidad en procesos de transferencia de calor (ver figura 13).

Comparando los resultados obtenidos, se observa que el aumentar la temperatura del agua de alimentación tiene un mayor impacto sobre la eficiencia exergética que reducir el exceso de aire.

Por la razón anterior, sería pertinente en un proyecto futuro hacer un análisis detallado sobre si se podría aumentar la temperatura del agua de alimentación con un intercambiador de calor aprovechando el calor residual de los gases de chimenea y su respectivo estudio económico y de viabilidad.

## **6. ANÁLISIS DEL TRATAMIENTO DE AGUA**

### **6.1 ACONDICIONAMIENTO DE AGUA INDUSTRIAL**

El uso de agua en calderas para generar vapor es un uso típico en la industria, así como su uso en torres de refrigeración o para grandes sistemas de aire acondicionado. Sin embargo, el agua tiene una multitud de usos, algunos tan comunes como el lavado de equipos, hasta otras tan específicas para una industria o planta, como en un atomizador de alta presión para el descortezado de madera.

Básicamente el acondicionamiento de agua industrial abarca el amplio campo de “adecuar agua para un trabajo”, donde se identifican dos propósitos. El Primero involucra remover o minimizar las características indeseables del agua, tal como remover la dureza mediante un suavizador para evitar la formación de depósitos en la caldera. El segundo propósito involucra adicionar propiedades deseables al agua, tal como añadir iones de cromato para dar propiedades inhibidoras a la corrosión<sup>24</sup>.

El acondicionamiento de agua industrial se puede clasificar en dos grupos<sup>25</sup>:

- Tratamiento externo
- Tratamiento interno

---

<sup>24</sup> Betz handbook of industrial water conditioning. Pennsylvania: Betz, 1962. p. 88

<sup>25</sup> Ibíd., p. 9-10.

**6.1.1 Tratamiento químico externo.** Esta fase de acondicionamiento tiene muchos nombres tales como: tratamiento preliminar, pre-tratamiento, tratamiento indirecto, purificación primaria, etc. Independientemente de su nombre, significa que se le está haciendo algo al agua para hacerla más apropiada para una aplicación en concreto antes de que alcance su punto de uso.

El tratamiento externo usualmente requiere el uso de equipos, el cual puede incluir proceso en caliente o frío de ablandadores de cal-soda, zeolita y otros sistemas de intercambio iónico; desaireadores, filtros, clarificadores, etc. Tales equipos son usados con el propósito de reducir dureza y alcalinidad, eliminación de oxígeno disuelto y para la remoción de sólidos en suspensión.

Independientemente de la pureza del agua proporcionada por el uso de tales equipos, se requiere un tratamiento interno químico adicional para completar la protección contra depósitos, corrosión, y una multitud de otras fuentes potenciales de problemas.

Usualmente hay casos donde una inversión en equipos para tratamiento externo no es garantizada, debido a requerimientos no críticos, un suministro bueno de agua, plantas de pequeño tamaño, o una combinación de estas razones. En tal caso, un tratamiento químico interno solo, producirá resultados exitosos de operación<sup>26</sup>.

**6.1.2 Tratamiento químico interno.** Como en el tratamiento externo, esta fase del acondicionamiento de agua industrial es conocido por varios nombres, tales como: tratamiento secundario, tratamiento posterior, tratamiento directo, etc. En este caso, significa que se le hace algo al agua en el punto de uso con el fin de hacerla más adecuada.

En sistemas de agua para caldera, el objetivo del tratamiento interno es hacer posible el control de la formación de depósitos y la acción corrosiva. Además la pureza del vapor y la fragilización caustica deben ser controladas. Es también necesario el uso de tratamiento químico interno para prevenir la corrosión en líneas de retorno, debido a la acción de los gases disueltos.

---

<sup>26</sup> Ibid., p. 9-10.

La siguiente es una lista de los problemas más comunes que se presentan con el agua en las industrias que operan calderas para generar vapor<sup>27</sup>.

- Incrustaciones
- Lodos excesivos
- Corrosión general
- Corrosión por picadura
- Arrastres
- Fragilización
- Depósitos en la línea de alimentación y calefacción
- Alta tasa de purgas

## **6.2 EL AGUA Y SUS IMPUREZAS**

Cualquiera que sea su fuente, está siempre tendrá impurezas disueltas o en suspensión. Es la determinación de estas impurezas que hace el análisis del agua necesario y el control de ellas que hace esencial su acondicionamiento.

El agua pura es insípida, incolora e inodora y es el solvente por excelencia. La fórmula química del agua es  $H_2O$  (o  $HOH$ ) y está compuesta por dos masas de hidrogeno y una masa de oxígeno, químicamente combinadas<sup>28</sup>.

Las diversas fuentes de agua pueden ser clasificadas como:

- Agua de lluvia.
- Aguas superficiales (lagos, ríos, estanques).
- Aguas subterráneas (manantiales, pozos poco profundos y pozos profundos).

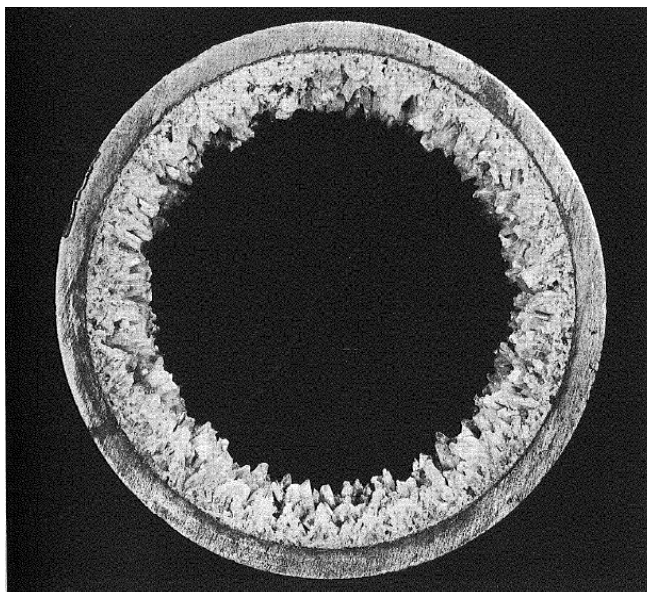
---

<sup>27</sup> *Ibíd.*, p. 11.

<sup>28</sup> *Ibíd.*, p. 13-14.

**6.2.1 Impurezas.** Las impurezas que pueden estar presentes en el agua de suministro se dividen en sólidos suspendidos y disueltos<sup>29</sup>. Los sólidos suspendidos son aquellos que no se disuelven en el agua y pueden ser removidos o separados por filtración. Los sólidos disueltos son aquellos que naturalmente se disuelven en el agua y no

**Figura 14. Deposito cristalino de sulfato cálcico en línea de 5 pulgadas**



**Fuente:** Betz handbook of industrial water conditioning. Pennsylvania: Betz, 1962. p. 13.

pueden ser removidos por filtración y con el tiempo tienden a acumularse sobre las superficies, una clara evidencia de esto puede ser observado en la figura 8. La presencia de dureza en el agua de suministro es un ejemplo de sólidos disueltos. Los gases también se pueden disolver en el agua, pero a menos que se combinen químicamente con otras impurezas también disueltas, estos gases serán expulsados del agua en ebullición y no serán considerados como sólidos disueltos.

---

<sup>29</sup> *Ibíd.*, p. 15.

### 6.3 TRATAMIENTO DE AGUA REALIZADO A LA CALDERA

El sistema de tratamiento de agua es quizás el más crítico e importante en la producción de vapor. En términos generales consiste en una serie de procesos químicos cuya finalidad es remover o reducir a niveles aceptables las impurezas presentes en el agua, con el fin de disminuir los efectos adversos producidos por estas en la caldera. La universidad actualmente realiza tratamiento al agua, el cual es descrito a continuación.

El tratamiento consiste en un suavizador de resina zeolita (ver figura 15), el cual es el proceso más común en cuanto a reacciones de intercambio se trata, en donde el agua proveniente del pozo se lleva a ablandamiento en el suavizador, a continuación el agua pasa a través de una resina sintética en donde el propósito principal de la suavización con zeolita de sodio es el remover los iones de calcio y magnesio que forman depósitos, remplazando estos iones con una cantidad equivalente de iones de sodio. Un intercambio iónico debe reducir las partículas de calcio y/o magnesio a menos de 1 ppm. El control de esta unidad se hace por medio de retrolavados para regenerar la resina, generalmente con soda caustica.

**Figura 15. Suavizador**



Para la regeneración del suavizador que es cuando este se satura y pierde su capacidad de intercambio, se hace pasar agua limpia a través del lecho de la resina en dirección opuesta al flujo de operación. Esto remueve partículas que se puedan haber acumulado durante el servicio. El proceso realizado también libera el lecho, previniendo su compactación, lo cual podría ocasionar una alta caída de presión, rompimiento de la resina y canalización del agua a través de esta sin que sea tratada.

Además, la etapa de regeneración se realiza con hidróxido de sodio o soda caustica con el fin de restablecer sus propiedades. Debido a que la resina es anionica y la carga eléctrica de la soda es positiva, se da paso a un intercambio entre ambas sustancias, en el cual se producen iones y se restituye el poder de intercambio iónico del lecho.

**6.3.1 Limitaciones de la suavización con resina zeolita.** Una de las principales desventajas del suavizado con zeolita de sodio es que la dureza es removida sin una reducción en la alcalinidad o sólidos totales, lo cual genera que la alcalinidad se concentre en la caldera y además haya concentración alta de Dióxido de Carbono en el vapor<sup>30</sup>. Esta condición requiere a menudo altas tasas de purga para mantener el agua de caldera con niveles aceptables de alcalinidad.

La alta alcalinidad es indeseable ya que ello genera arrastres y fragilización caustica del metal, a menos que se tomen precauciones respecto al tratamiento químico del agua de caldera.

Las zeolitas ocupan un importante lugar en el acondicionamiento de agua, pero debe ser usado solo con un completo conocimiento de sus limitaciones, debido a que muchas instalaciones caen en el error de creer que la suavización por zeolita de sodio es una solución final a un problema<sup>31</sup>, específicamente en el acondicionamiento de agua de alimentación para calderas, donde la solución adecuada al problema es rara vez alcanzada por el uso de un suavizado solamente. Sin embargo, en combinación con otros tratamientos externos e internos, la zeolita realiza una función de acondicionamiento de agua muy útil.

---

<sup>30</sup> *Ibíd.*, p. 87.

<sup>31</sup> *Ibíd.*, p. 88.



**6.3.2 Control del agua de la caldera.** El control del agua se debe hacer en determinados puntos del circuito en donde se analizan los parámetros químicos más relevantes.

**Cuadro 7. Análisis útiles para el control de aguas para calderas**

Pruebas Químicas	Utilizadas para prevención o control de:		
	Corrosión	Depósitos	Arrastres
<b>Agua Cruda</b>			
Acides o alcalinidad	X	X	...
Dureza: calcio o magnesio	...	X	...
<b>Agua Suavizada</b>			
Acides o alcalinidad	X	...	...
Dureza: calcio o magnesio	...	X	...
<b>Agua de Alimentación</b>			
Acides o alcalinidad	X	X	...
Dureza: calcio o magnesio	...	X	...
pH	X	...	...
Hierro	...	X	...
Cobre	...	X	...
<b>Agua de Caldera</b>			
Acides o alcalinidad	X	X	...
Hidróxido	X	X	x
Fosfato	...	X	...
Sulfito	X	...	...
Nitrato	X	...	...
Sólidos Disueltos	X	X	x
Sílice	...	X	x
Sólidos en suspensión	...	X	x

**Fuente:** ASME Boiler & Pressure Vessel Code: Recommended guidelines for the care of power boilers. 2007.

En el cuadro anterior se muestran los lugares propicios para tomar muestras del agua bajo condiciones de operación y así mismo los parámetros químicos que hay que controlar para que existan garantías de buen funcionamiento.

El agua cruda hace referencia al agua que se extrae de los pozos de la universidad que luego se ingresa al suavizador donde a la salida de este se toma la segunda muestra, posteriormente se toma agua a la salida del tanque de alimentación (ver figura 16) y por último se recoge agua de las dos purgas (intermedia y de fondos) de la caldera (ver figura 17 y figura 18).

**Figura 16. Salida del tanque de alimentación**



**Figura 17. Purga intermedia**



**Figura 18. Purga de lodos**



Los resultados obtenidos tras las pruebas químicas realizadas a cuatro muestras tomadas en el periodo comprendido entre octubre y noviembre del 2013 arrojaron los siguientes resultados:

**Cuadro 8. Resultados de pruebas químicas al agua**

Comparacion De Resultados								
	Parametros	PH	Acidez (PPM)	Alcalinidad Total (PPM)	TDS (PPM)	Hidroxido (PPM)	Fosfato	Dureza (PPM)
	Puntos Medidos							
Muestra N°1	Agua Cruda	7,57	82	173	-	0	No Aplica	106
	Agua Suavizada	8,38	No Registra	30	-	0	No Aplica	4
	Agua De Alimentacion	10,85	No Registra	1640	-	367	No Aplica	0
	Purga Intermedia	11,07	No Registra	6610	-	950	5,5	-
	Purga De Fondo	11,14	No Registra	6990	-	1190	5,15	-
Muestra N°2	Agua Cruda	7,66	8	22	251	0	No Aplica	204
	Agua Suavizada	7,95	8	6	247	0	No Aplica	16
	Agua De Alimentacion	12,29	No Registra	2124	4,53	764	No Aplica	0
	Purga Intermedia	11,5	No Registra	580	1352	180	6,4	28
	Purga De Fondo	11,52	No Registra	780	1436	780	6,2	16
Muestra N°3	Agua Cruda	7,88	14	280	194,3	0	No Aplica	126
	Agua Suavizada	8	4	60	260	0	No Aplica	22
	Agua De Alimentacion	11,62	No Registra	740	1718	340	No Aplica	0
	Purga Intermedia	11,51	No Registra	1100	2,29	220	7,15	6
	Purga De Fondo	11,58	No Registra	1140	2,47	260	5,9	6
Muestra N°4	Agua Cruda	7,61	23,257	160	384	0	No Aplica	120
	Agua Suavizada	7	14,312	50	480	0	No Aplica	10
	Agua De Alimentacion	9,88	No Registra	170	905	30	No Aplica	3
	Purga Intermedia	11,5	No Registra	950	399	290	5,9	3
	Purga De Fondo	11,45	No Registra	950	398	250	7,5	4

En el cuadro anterior se presentan los resultados de las pruebas químicas que se le realizaron a las diferentes muestras de agua que tuvieron lugar en el laboratorio de ingeniería ambiental de la universidad Autónoma de Occidente; en donde se evidencia la variación de ciertos parámetros de una muestra a otra, lo cual se atribuye a la regeneración del suavizador que se hace cada dos encendidas de la caldera, no obstante, los resultados anteriores sirven para tener conocimiento de que está pasando con el agua que circula por la caldera y tomar medidas de ser necesario.

De lo obtenido en el cuadro 8 se puede ver que el pH de una muestra a otra permaneció casi invariante. En cuanto a la acidez, solo los tramos de agua cruda y a la salida del suavizador en todas las muestras presentaron esta característica, contrario a las demás, en donde se presentó alcalinidad.

En relación a la alcalinidad, en las diferentes muestras se evidencia que el agua cruda y agua suavizada presentan dicha característica en menor proporción que los tramos subsecuentes.

De los TDS, se encontró que en los diferentes tramos del agua, el segmento de alimentación o el agua que entra a la caldera después del tanque, presenta en las dos últimas muestras el valor más alto de sólidos disueltos, además de registrarse valores altos en las purgas de la caldera.

Como era de esperarse el agua cruda presentó la dureza más elevada, lo cual es evidente en todas las muestras. Tras pasar por el suavizador se logra su propósito, que es remplazar los iones magnesio y calcio por iones sodio lo cual hace que la dureza disminuya considerablemente, aun así no es cero a la salida de este. También se registró dureza alta al interior de la caldera en una de las muestras.

Para evaluar el desempeño del tratamiento que se le está haciendo al agua, se deben comparar los resultados obtenidos con los estándares establecidos según las normas internacionales para agua de calderas, lo cual permitirá identificar posibles problemas al interior del equipo, el desempeño del tratamiento actual y si hay o no la necesidad de tomar medidas correctivas.

A continuación se muestran los parámetros más relevantes en el cuidado de calderas según la norma británica BS – 2486.

**Cuadro 9. Requerimientos de agua de alimentación para calderas de baja presión**

PARAMETROS	VALORES REQUERIDOS
Dureza total	< 2 ppm
Contenido de oxígeno	< 8 ppb
Dióxido de carbono	< 25mg/l
Contenido total de hierro	< 0,05 mg/l
Contenido total de cobre	< 0,01 mg/l
Alcalinidad total	< 25 ppm
Contenido de aceite	< 1 mg/l
pH a 25°C	8,5 - 9,5
Condición general	incoloro, claro y libre de agentes insolubles

**Fuente:** British Standards Institution. Recommendations for treatment of water for steam boilers and water heaters. London: BS, 1997. (BS 2486)

**Cuadro 10. Requerimientos de agua al interior de una caldera de baja presión**

PARAMETROS	VALORES REQUERIDOS
pH a 25°C	10,5 - 11,8
Alcalinidad total CaCO <sub>3</sub>	< 700 ppm
Alcalinidad caustica	> 350 ppm
Fosfato Na <sub>3</sub> PO <sub>4</sub>	30 - 60 mg/l
Hierro	< 3,0 ppm
Sílice	150 ppm
Sólidos disueltos	< 3500 ppm
Sólidos en suspensión	< 200 ppm
Conductividad	< 7000 uS/cm
Condición general	Incoloro, claro, libre de agentes insolubles

**Fuente:** British Standards Institution. Recommendations for treatment of water for steam boilers and water heaters. London: BS, 1997. (BS 2486)

Comparando los resultados obtenidos para los tramos previos al ingreso a la caldera (Ver cuadro 9) con los valores de la cuadro 8, se establece que la dureza total se mantiene dentro del valor permisible de máximo 2 ppm a excepción de la muestra tomada el 19 de Noviembre (muestra N°4), en donde se registró una dureza de 3 ppm a la salida del tanque de alimentación. Lo anterior se puede atribuir a que no se había regenerado el suavizador para esa fecha, lo cual deja de manifiesto la importancia que tiene el restablecer las propiedades de intercambio de la resina para su correcto desempeño, ya que si no se hace aumenta el riesgo de la formación de depósitos al interior de la caldera.

Según los valores obtenidos, la alcalinidad total en los tramos de alimentación a la caldera no está cumpliendo con el valor admisible de 25 ppm en ninguna de las muestras examinadas, esta situación puede estar generando problemas al interior de la caldera por lo cual sus efectos serán analizados posteriormente.

Al igual que la alcalinidad total para el tramo de alimentación, el pH a 25°C en ninguna de las muestras cumple con el rango establecido, dicho pH se encuentra por encima de este rango catalogándose como un pH muy alcalino, cuando se requiere uno ligeramente alcalino. Dicha situación es de controlar, ya que se pueden generar problemas en la caldera, como por ejemplo la formación de depósitos o incrustaciones por un alto pH <sup>32</sup>.

El aspecto visual de las muestras de agua a la salida del suavizador y del tanque de alimentación fue siempre incoloro, claro y libres de agentes insolubles. Se advierte además de un aspecto jabonoso, lo cual se atribuye al paso e intercambio del agua cruda con la resina en el suavizador.

Comparando los resultados obtenidos de las muestras recogidas de las purgas intermedia y de fondo (Ver cuadro 8) con los valores admisibles del cuadro 10, se encontró que el pH a 25°C está dentro de los valores permisibles para las cuatro muestras.

---

<sup>32</sup> Tratamiento de agua en calderas [en línea]. Santiago de Chile: Thermal engineering Ltda, 2007 [consultado 15 de Enero de 2014]. Disponible en internet: [http://www.thermal.cl/articulos-tecnicos/prontus\\_thermal/2011-06-02/102250.html](http://www.thermal.cl/articulos-tecnicos/prontus_thermal/2011-06-02/102250.html)

Caso contrario ocurre al comparar la alcalinidad total de las purgas de la caldera con el estándar, ya que para todas las muestras, los valores de alcalinidad estuvieron por encima de 700 ppm, al igual que en el agua de alimentación no se está cumpliendo con los requisitos mínimos para un buen funcionamiento, por esta razón se evaluara en conjunto dicha situación.

Los sólidos disueltos o TDS en las purgas se encuentran dentro del rango permisible, ya que para las muestras tomadas, ninguna de ellas registro valores superiores a 3500 ppm.

En cuanto a la condición general de las muestras extraídas de las purgas de la caldera en todos los casos se obtuvo agua no incolora, de color café y no libre de agentes insolubles. Dicha situación puede ser indicativo del aspecto al interior de la caldera y posibles problemas en relación con el agua que se le está suministrando a dicho equipo.

Con el fin de tener otro punto de vista, a continuación se presentan los valores permisibles para agua de calderas según el código ASME<sup>33</sup> y la respectiva comparación con los valores obtenidos (Ver cuadro 8).

---

<sup>33</sup> American Society of Mechanical Engineers. Boiler & Pressure Vessel Code: recommended guidelines for the care of power boilers. New York: ASME, 2007. (ASME 56-3934)



**Cuadro 11. Requerimientos de agua para calderas de baja presión**

Contaminante	Valor aceptable PPM	Valor límite PPM
Dureza total como $\text{CaCO}_3$	0	0
Alcalinidad total como $\text{CaCO}_3$	500	700
Sólidos totales disueltos	2000	3500
Sólidos en suspensión	300	600
Sílice como $\text{SiO}_2$	100	133
Oxígeno disuelto como O	0	0,015
Ph	9,5	9,5
Hidróxido como $\text{Na}_2\text{SO}_3$	150	300
Aceite	0	1
Sulfito de Sodio como $\text{Na}_2\text{SO}_3$	30	60
Fosfato como $\text{PO}_4$	30	50
Materia orgánica	50	75

**Fuente:** American Society of Mechanical Engineers. Boiler & Pressure Vessel Code: recommended guidelines for the care of power boilers. New York: ASME, 2007. (ASME 56-3934)

En cuanto a la dureza total del agua, se observa que el actual tratamiento de agua estaría fuera de especificación para tener una caldera en óptimas condiciones, ya que en una de las muestras hay presencia de dureza en el agua o de iones de calcio y/o magnesio. Cabe tener en cuenta que esta normativa es más estricta frente a unos parámetros que la norma BS.

Al igual que en las recomendaciones de la BS la alcalinidad en ningún tramo y ninguna muestra está dentro del rango establecido de 500 – 700 ppm, lo cual reafirma que hace falta la regulación de la alcalinidad total en el tratamiento al agua, lo cual no es de extrañar debido al uso de un suavizador solamente.

Según el cuadro 11, el agua en todos los tramos se encuentra fuera de especificación ya que no se está cumpliendo el rango establecido de 2000 – 3500 ppm en los TDS analizados. En relación con las recomendaciones de la BS hay

diferencias ya que la ASME brinda un rango más cerrado, lo cual deja fuera de especificación al tratamiento que se lleva a cabo actualmente.

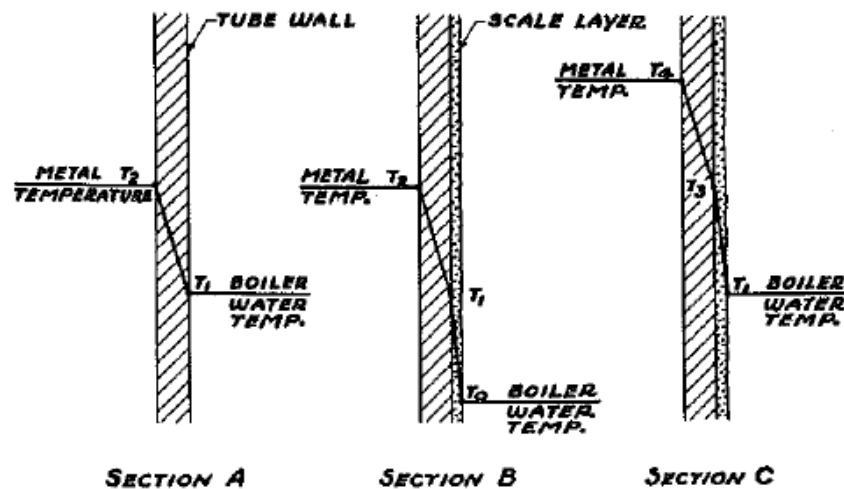
#### 6.4 PROBLEMAS RELACIONADOS CON EL AGUA DE CALDERA

A continuación se describen los posibles problemas, asociados al tratamiento de agua, según los resultados de los análisis químicos.

##### ✓ Incrustaciones

Las incrustaciones corresponden a depósitos de carbonatos, silicatos de calcio y magnesio, formados debido a una excesiva concentración de estos componentes en el agua de alimentación y/o regímenes de purga insuficientes.

**Figura 19. Efecto de depósitos en las superficies de calentamiento**



**Fuente:** Betz handbook of industrial water conditioning. Pennsylvania: Betz, 1962. p.153.

La presencia de incrustaciones en una caldera es especialmente grave debido a que por su baja conductividad térmica actúa como aislante térmico<sup>34</sup>, provocando problemas de refrigeración de las superficies metálicas y puede llegar a causar daños por sobrecalentamiento, así como el aumento en consumo de combustible debido a que hace falta más combustible para calentar la misma cantidad de agua hasta producir vapor.

La acción que toma lugar en los tubos de una caldera debido a la formación de depósitos es ilustrada en la figura 19. La sección A muestra el corte de un tubo con la superficie del lado del agua libre de cualquier incrustación, en donde se observa una caída de temperatura a través del espesor del tubo desde el lado de los gases de combustión  $T_2$  hasta la temperatura del agua de caldera  $T_1$ . La sección B ilustra el mismo tubo después del desarrollo de una capa de depósito que actúa como aislante térmico, en adición a la caída de temperatura desde  $T_2$  hasta  $T_1$ , habrá una caída adicional a través de la capa desde  $T_1$  hasta  $T_0$ . Esta condición resultara, por supuesto, en una temperatura menor de agua. La sección C ilustra la misma situación, en donde la temperatura del agua  $T_1$  se incrementa a través de la capa hasta  $T_3$ . El aumento de temperatura a través de la pared del tubo está representado por la línea desde  $T_3$  hasta  $T_4$  que es la temperatura exterior del metal. Se puede observar que la temperatura  $T_4$  es ahora considerablemente más alta que la temperatura  $T_2$ , la cual era la temperatura del metal en el lado de los gases antes de la formación de depósitos en la superficie del lado agua.

Si se continúa formado depósitos en el tubo, el espesor se incrementará (ver figura 14), aumentando el aislamiento, lo cual conlleva a que la temperatura superficial del tubo en el lado de los gases sea cada vez mayor hasta que esté por encima de la temperatura segura del material, lo cual provoca que el material falle por fluencia o creep (ver figura 20).

---

<sup>34</sup> Betz handbook of industrial water conditioning, Op. cit., p. 153-156.

**Figura 20. Daño en tubo por exposición a altas temperaturas durante corto periodo**



**Fuente:** Guía para el análisis de falla en caldera [en línea]. Naperville: Nalco An Ecolab Company, 2007 [consultado 25 de Marzo de 2014]. Disponible en internet: <http://dc245.4shared.com/doc/gp0yvp6F/preview.html>

En cuanto a su control, la formación de incrustaciones en una caldera puede ser prevenida, satisfaciendo los requerimientos del agua de alimentación y agua de la caldera como se expresó en el análisis previo. Para esto hace falta controlar de manera más eficiente parámetros como el pH, la dureza y la alcalinidad ya que todos ellos son responsables directos de la formación de depósitos.

#### ✓ Arrastres

El arrastre de condensado en una caldera tiene relación con el suministro de vapor húmedo lo cual ocasiona caída de presión y temperaturas en los aparatos que usan el vapor, contaminan los productos elaborados con vapor directos y son causas de golpes de martillo o ariete hidráulico en las tuberías en las que hacen ruidos y producen vibraciones características. Cuando son muy fuertes llegan a apagar el quemador de la caldera por bajo nivel de agua. Si no son tan severos hacen que los periodos de operación de la bomba de alimentación sean muy largos, hacen más frecuentes las regeneraciones de los suavizadores y causan variaciones apreciables del agua de la caldera.

En cuanto al agua en sí, suelen deberse a la espuma producida por la presencia de aceites y grasas, que pueden eliminarse haciendo una limpieza química de la caldera.

Sin embargo, lo más frecuente no son las contaminaciones sino la alta concentración de sólidos disueltos o TDS como fosfatos, carbonatos, sulfatos, etc. Como se hablaba anteriormente los valores de los TDS ante la normativa ASME no son los mejores, por esta razón es de considerar la existencia de arrastres.

#### ✓ Corrosión

La corrosión por oxígeno consiste en la reacción del oxígeno disuelto en el agua con los componentes metálicos de la caldera, provocando su disolución o conversión en óxidos insolubles.

Dado que la corrosión por oxígeno se produce por la acción del oxígeno disuelto en el agua, esta puede producirse también cuando la caldera se encuentra fuera de servicio e ingresa aire, por esta razón es importante tener conocimiento sobre que método aplicar para cuando se va a tener una caldera fuera de servicio. Para tiempos de parada de 1 mes a más se recomienda que se deje la caldera vacía y el uso de gel de sílice. Para tiempos menores a 1 mes se puede utilizar el método húmedo, el cual consiste en dejar la caldera inundada con una preparación de químicos tales como sulfito de sodio y haber reducido a 400 ppm o menos la alcalinidad del agua mediante soda caústica<sup>35</sup>.

Otro tipo de corrosión que se puede presentar es la caústica, debido al no control sobre parámetros como la alcalinidad y el pH de la caldera. Este tipo de corrosión se manifiesta en forma de cavidades profundas, semejantes al “pitting” por oxígeno, rellenas de óxidos de color negro, presentes solamente en las zonas de elevada liberación térmica de la caldera.

---

<sup>35</sup> Ibíd., p. 167.

Lo anterior se puede resumir en el siguiente cuadro:

**Cuadro 12. Problemas asociados al tratamiento de agua estudiado**

Problemas	Causas	Soluciones
Formación de depósitos o incrustaciones	Excesiva concentración de carbonatos, silicatos de calcio y magnesio (dureza del agua medida en ppm de $\text{CaCO}_3$ )	La formación de incrustaciones en una caldera puede ser prevenida, satisfaciendo los requerimientos del agua de alimentación y agua de caldera incluidos en las Tablas IX y X, tratando el agua de alimentación y manteniendo adecuados regímenes de purga
	pH elevado es causal de formación de depósitos	
	Excesiva concentración de carbonatos, bicarbonatos, hidróxidos y silicatos o fosfatos (alcalinidad) en el agua representa una fuente potencial de depósitos	
Arrastres	Excesivos contenidos de alcalinidad, sólidos totales y sílice, que favorecen la formación de espuma	Mantener las concentraciones de alcalinidad, sólidos totales y sílice dentro de los rangos recomendados en las Tablas IX y XI
	Presencia de aceites y grasas	Lavado químico de la caldera
Corrosión	Caldera fuera de servicio, lo cual permite el ingreso de aire y su mezcla con el agua	Reducir el tiempo de inactividad de la caldera o en su defecto inundar la caldera con los correspondientes químicos y cantidad exacta o vaciarla en su totalidad
	Alcalinidad y pH al interior de la caldera fuera de especificación	Mantener las concentraciones de alcalinidad y pH dentro de los rangos recomendados en las Tablas IX y XI
	Presencia de oxígeno y bióxido de carbono en el agua de alimentación	Regulación de la concentración de oxígeno y bióxido de carbono mediante la implementación de un desgasificador

## **7. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

Es indispensable conocer los fenómenos que rigen la transferencia de calor al interior de una caldera, exactamente en la zona de intercambio entre los gases de combustión y el agua y como se dan estos en el proceso, teniendo en cuenta que se despreciara la transferencia de calor por radiación.

### **7.1 ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

Para este análisis se realizan los cálculos tomando como base que la caldera pirotubular se tratará como un intercambiador de calor de coraza-tubo que opera a temperatura constante. Como su nombre lo dice es un tipo de equipo que contiene un gran número de tubos dentro de un recipiente o coraza, en el cual la disposición de los tubos es tal que hay un solo paso de los gases de combustión.

Para el cálculo de la transferencia de calor entre los fluidos de trabajo, se debe tener en cuenta que la transferencia se da de la siguiente forma:

- Transferencia de calor por convección desde los gases de combustión hacia la pared del tubo.
- Transferencia de calor por conducción desde la superficie interna de tubo hasta la externa.
- Transferencia de calor por convección desde la superficie exterior del tubo hacia el agua.

Cabe mencionar que en el caso de calderas, las incrustaciones formadas en las superficies externas de los tubos creará una capa que obstruye la transferencia de calor por conducción, lo que disminuirá el calor suministrado al agua de caldera, así como un sobrecalentamiento de las superficies de los tubos. Lo anterior se analizara en el desarrollo de este capítulo.

Para hacer el desarrollo de la transferencia de calor, se deben considerar las resistencias térmicas asociadas por los mecanismos antes mencionados. Para el caso convección-conducción-convección, la resistencia térmica total quedará de la siguiente forma:

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}})}{2\pi k L} + \frac{1}{h_2 A_2} \quad (3.1)$$

Por la definición de la conducción de calor de Fourier, se puede reescribir que el flujo de calor en función de la resistencia térmica es igual al cociente entre la diferencia de temperaturas de los fluidos y la resistencia térmica total.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{total}} \quad (3.2)$$

La que también se puede expresar de una manera similar a la ley de enfriamiento de Newton<sup>36</sup>, para el caso de un fenómeno de ebullición en el fluido.

$$\dot{q}_{ebullicion} = h \Delta T_{exceso} \quad (3.3)$$

Dónde:

$h$  – Coeficiente de transferencia de calor,  $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

$\Delta T_{exceso}$  – Diferencia de Temperaturas entre superficie de los tubos de humo y la temperatura de saturación del fluido,  $^\circ C$ .

## 7.2 EBULLICIÓN

La ebullición puede ser tratada como una forma de transferencia de calor por convección debido a la formación de corrientes convectivas, producto de la formación de burbujas ascendentes que ocasionan un movimiento al fluido de trabajo.

En el desarrollo de los cálculos se debe considerar que la ebullición es un fenómeno distinto a las formas de convección comunes y que las propiedades deben ser consideradas tanto para líquido como para vapor según sea el caso; una de las propiedades nuevas que se involucran son la tensión superficial entre la capa de vapor-líquido y el calor latente producto de la vaporización del fluido<sup>37</sup>.

<sup>36</sup> CENGEL, Yunus. Transferencia de calor y masa un enfoque práctico. México: McGraw-Hill, 2007. p. 562.

<sup>37</sup> Ibíd., p. 563.



Para el caso de análisis de la transferencia de calor se puede decir que inevitablemente se presenta un fenómeno de ebullición, como resultado de la puesta en contacto del agua de caldera con la superficie de los tubos de humo, que se encuentran a una temperatura ligeramente mayor a la temperatura de saturación del fluido, por consiguiente la diferencia de temperaturas que ocasiona la transferencia de calor se puede calcular como:

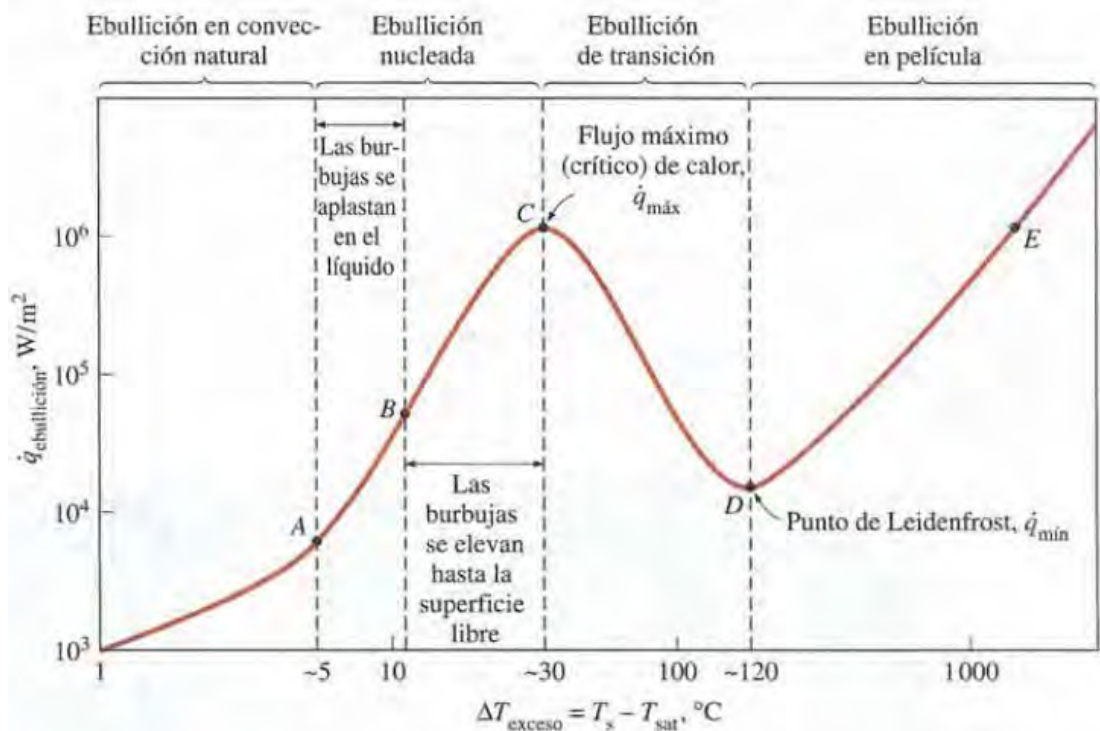
$$\Delta T_{exceso} = T_s - T_{sat} = 181 - 166 = 15 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.4)$$

En donde:

$T_s$  – Temperatura superficial de los tubos de humo,  $^{\circ}\text{C}$

$T_{sat}$  – Temperatura de saturación del agua a 90 psig

**Figura 21. Curva típica de ebullición para agua**



**Fuente:** CENGEL, Yunus. Transferencia de calor y masa un enfoque práctico. México: McGraw-Hill, 2007. p. 565.

La temperatura en exceso calculada corresponde a la temperatura citada en la literatura para ebullición en estanque en el régimen de nucleación de la curva típica para agua, está se encuentra entre 5-30 °C ( $\Delta T_{exceso} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) (Ver fig. 21).

En el rango entre 5-10 °C las burbujas de vapor que se encuentran en la superficie del tubo de humo se separan y se aplastan en el líquido transfiriéndole a su vez la energía almacenada; para el caso de 10-30 °C las burbujas tienden a flotar en la superficie libre de líquido y generan movimiento, una vez en la superficie explotan y liberan vapor.

En la práctica la ebullición nucleada es el régimen más deseable porque en él se pueden lograr altas velocidades de transferencia de calor con valores más o menos pequeños de  $\Delta T_{exceso}$ <sup>38</sup>.

Sabiendo que el régimen de ebullición en la caldera se encuentra en la parte de nucleación, el flujo de calor desde la superficie del tubo hacia el agua puede ser calculado de una manera muy aproximada, a partir de la relación propuesta en 1952 por Rohsenow<sup>39</sup>.

$$\dot{q}_{nucleado} = \mu_l h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left( \frac{C_{p,l}(T_s - T_{sat})}{C_{f,s} h_{fg} Pr_l^n} \right)^3 \quad (3.5)$$

Dónde:

$\dot{q}_{nucleado}$  – Flujo de calor en la ebullición nucleada,  $\frac{W}{m^2}$

$\mu_l$  – Viscosidad de líquido,  $\frac{Kg \cdot m}{s}$

$h_{fg}$  – Entalpia de vaporización,  $\frac{J}{Kg}$

$g$  – Aceleración de la gravedad,  $\frac{m}{s^2}$

$\rho_l$  – Densidad del líquido,  $\frac{Kg}{m^3}$

$\rho_v$  – Densidad del vapor,  $\frac{Kg}{m^3}$

$\sigma$  – Tensión superficial,  $\frac{N}{m}$

---

<sup>38</sup> Ibíd., p. 566.

<sup>39</sup> Ibíd., p. 568.

$C_{p,l}$  – Calor específico del líquido,  $\frac{J}{Kg^{\circ}C}$

$C_{fs}$  – Constante experimental combinación superficie - fluido

$Pr_l$  – Numero de Prandtl del líquido

$n$  – Constante experimental que depende del fluido

Las propiedades antes mencionadas son evaluadas a la temperatura de saturación de 166 °C y son independientes de la configuración geométrica. (ver anexo D)

### Cuadro 13. Propiedades del agua a la temperatura de saturación

Propiedad del agua	valor
Viscosidad de líquido $\frac{Kg \cdot m}{s}$	$0,164 \times 10^{-3}$
Entalpia de vaporización $\frac{J}{Kg}$	$2063,2 \times 10^3$
Densidad del líquido $\frac{Kg}{m^3}$	901,58
Densidad del vapor $\frac{Kg}{m^3}$	3,7738
Tensión superficial $\frac{N}{m}$	0,04528
Calor específico del líquido $\frac{J}{Kg^{\circ}C}$	4358
Constante experimental	0,0130
Numero de Prandtl del líquido	1,054
Constante experimental	1

Entonces se tiene que el flujo de calor es:

$$\dot{q}_{nucleado} = (0,164 \times 10^{-3})(2063,2 \times 10^3) \left[ \frac{(9,81)(901,58 - 3,7738)}{0,04528} \right]^{1/2} \left( \frac{4358(181 - 166)}{(0,0130)(2063,2 \times 10^3)(1,054^1)} \right)^3$$

$$\dot{q}_{nucle} = 1845089,128 \frac{W}{m^2}$$

El valor obtenido anteriormente determina el flujo de calor en el régimen de ebullición nucleada del caso en estudio.

### 7.3 CALCULO DEL ÁREA DE SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO

Antes de entrar en este punto se deben conocer algunas características geométricas de la tubería de humo (cuadro 14): Los datos mostrados son recopilados mediante catálogos de fabricantes de calderas y mediciones propias.

**Cuadro 14. Geometría de tubos de humo**

Longitud $L$ (m)	1,20
Diámetro interno $D_{int}$ (m)	0,0508
Espesor de tubería $e$ (m)	0,0025

El área de transferencia de calor se puede calcular como:

$$A_s = \pi D_{ext} L \quad (3.6)$$
$$A_s = \pi(0,0558)(1,2) = 0,21 \text{ m}^2$$

Una vez calculada el área de transferencia de calor y el flujo de calor en nucleación se puede calcular la tasa de transferencia de calor durante la ebullición:

$$\dot{Q}_{ebullición} = A_s \dot{q}_{nucleada} \quad (3.7)$$
$$\dot{Q}_{ebullición} = (0,21)(1845089,128) = 388 \text{ kW} = 39 \text{ BHP}$$

Se observa que la tasa de transferencia de calor calculada de 39 BHP es aproximadamente la nominal de operación de la caldera pirotubular.

### 7.4 FLUJO MÁSCO DE VAPOR O TASA DE EVAPORIZACIÓN

Dado que el flujo másico de vapor producido por la caldera debe ser equivalente por conservación de la masa al flujo másico de agua de alimentación y que para efectos de simplificar el análisis no se consideran las pérdidas de masa en las purgas, este se puede calcular a partir de la tasa de transferencia de calor y de la entalpia de vaporización, cuya propiedad expresa la cantidad de energía absorbida conforme una unidad de masa de líquido se vaporiza a una temperatura

o presión específica y es la cantidad primaria de energía transferida durante la ebullición. Así:

$$\dot{m}_{eva} = \frac{\dot{Q}_{ebulli}}{h_{fg}} \quad (3.8)$$

$$\dot{m}_{eva} = \frac{388 \text{ kW}}{2063,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,2 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

## 7.5 CALCULO DEL FLUJO PICO DE CALOR O FLUJO CRÍTICO

Es importante considerar este flujo ya que puede ser tan alto que podría ocasionar la extinción o fusión del material conductor; este comportamiento fue observado por Nukiyama durante un experimento en el cual comprobó que cuando la potencia aplicada a un alambre de nicromo sumergido en agua sobrepasa, tan solo un poco el  $\dot{q}_{max}$  la temperatura del alambre se incrementa de manera repentina hasta su punto de fusión<sup>40</sup>. Se puede deducir del experimento de Nukiyama que una vez el fluido alcanza ese máximo flujo de calor, no tendrá la capacidad de recibir más energía y por ende en el caso de la caldera los tubos de humo tenderían a sobrecalentarse y ocasionaría problemas serios asociados a daños en los materiales del equipo. El flujo de calor crítico se puede calcular a partir de la siguiente relación:

$$\dot{q}_{max} = C_{cr} h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (3.9)$$

Para un elemento cilíndrico horizontal, el coeficiente crítico  $C_{cr}$  es obtenido del anexo E, mediante comparación con el numero adimensional  $L^*$ .

$$L^* = L \left( \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right)^{1/2} \quad (3.10)$$

$$L^* = (0,0279) \left[ \frac{(9,81)(901,58 - 3,7738)}{0,04528} \right]^{1/2} = 12,30 > 1,2$$

$$C_{cr} = 0,12$$

Por lo tanto el flujo de calor crítico es:

$$\dot{q}_{max} = (0,12)(2063,2 \times 10^3) [(0,04528)(9,81)(3,7738)^2 (901,58 - 3,7738)]^{1/4}$$

$$\dot{q}_{max} = 2149322 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

---

<sup>40</sup> Ibíd., p. 568.

Por lo tanto:

$$\frac{\dot{q}_{max}}{\dot{q}_{nucle}} = \frac{2149322}{1845089,128} = 1,16 \quad (3.8)$$

La temperatura superficial del tubo, a la cual se da el flujo máximo de calor se determina a partir de la relación de Rohsenow para el valor de flujo de calor crítico calculado previamente.

$$\dot{q}_{nucle,cr} = \mu_l h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left( \frac{C_{p,l}(T_s - T_{sat})}{C_{fs} h_{fg} Pr_l^n} \right)^3 \quad (3.11)$$

$$2149322 = (0,164 \times 10^{-3})(2063,2 \times 10^3) \left[ \frac{(9,81)(901,58 - 3,7738)}{0,04528} \right]^{1/2}$$

$$\left( \frac{4358(T_{s,cr} - 166)}{(0,0130)(2063,2 \times 10^3)(1,054^1)} \right)^3$$

Despejando para  $T_{s,cr}$  se tiene que,

$$T_{s,cr} = 181,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

## 7.6 FLUJO MÁSIICO DE COMBUSTIBLE

A partir de la definición de eficiencia de una caldera por la primera ley, se procede a calcular el flujo de combustible requerido. Este valor se encuentra por la siguiente relación:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_v(h_v - h_l)}{PCI \eta_{comb}} \quad (3.12)$$

Dónde:

$\eta_{comb}$  – Eficiencia de combustión, %

$\dot{m}_v$  – Tasa de evaporación del agua,  $\frac{Kg}{seg}$

$h_v$  – Entalpia del vapor  $\frac{KJ}{Kg}$

$h_l$  – Entalpia del agua  $\frac{KJ}{Kg}$

$PCI$  – Poder calorífico inferior del gas natural  $\frac{KJ}{Kg}$

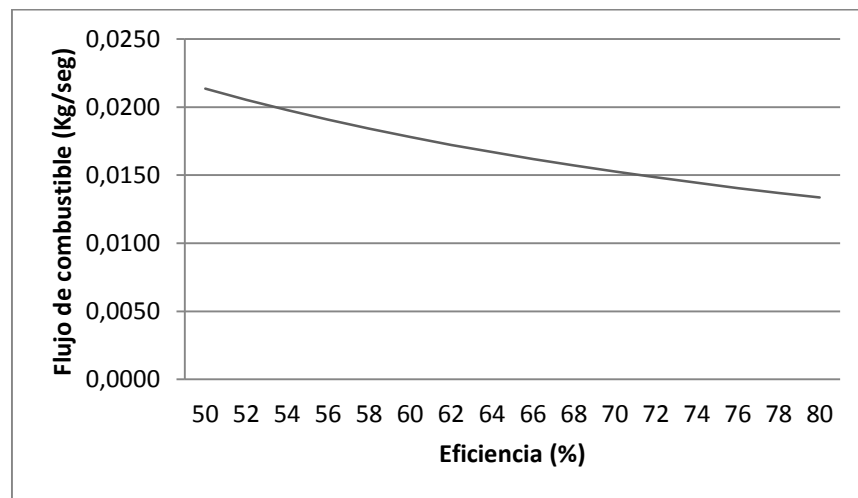
Se tomara que  $\eta_{comb} = 0.60$ , de acuerdo a la última calibración de la combustión efectuada en el mantenimiento al quemador de la caldera pirotubular.

$$\dot{m}_f = \frac{0.2 \frac{Kg}{s} \left( 2764.04 \frac{kJ}{kg} - 92.954 \frac{kJ}{kg} \right)}{0.6 * 50010 \frac{kJ}{kg}} = 0.02 \frac{Kg}{s}$$

El flujo calculado representa la cantidad suministrada de combustible por segundo, en este caso de gas natural, que se debe suministrar a la caldera para generar  $0.2 \frac{Kg}{s}$  de vapor.

Para dar una idea de que tan afectado se ve el consumo de combustible con respecto a la eficiencia del equipo se ha presentado en la figura 22 el comportamiento asociado, lo cual confirma el argumento que “la ineficiencia aumenta los costos de operación para la generación de vapor”.

**Figura 22. Gráfica eficiencia de combustión vs consumo de combustible**



## 7.7 FLUJO MÁSIICO DE AIRE

Debido a que los gases que fluyen a través de los tubos, incluyen una cantidad de flujo de aire o comburente requerido para dar origen a la combustión, se requiere conocer el flujo másico de aire inyectado durante este proceso.

Considerando un exceso de aire del 20% como se tomó en el análisis de exergía, se puede obtener una relación entre el flujo másico de aire y el flujo másico de combustible de acuerdo al balance de masa realizado a la ecuación que rige el proceso de combustión.

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} \quad (3.13)$$

$$AC = \frac{(NM)_{aire}}{(NM)_C + (NM)_H} \quad (3.14)$$

Dónde:

$AC$  – Relación aire-combustible

$N$  – Numero de moles,  $kmol$

$M$  – Masa molar,  $\frac{kg}{kmol}$

Subíndice  $C$  – Carbono presente

Subíndice  $H$  – Hidrogeno presente

$$AC = \frac{(2,4)(4,76 \text{ kmol}) \left( 29 \frac{kg}{kmol} \right)}{(1 \text{ kmol}) \left( 12 \frac{kg}{kmol} \right) + (2 \text{ kmol}) \left( 2 \frac{kg}{kmol} \right)}$$

$$AC = 20,706 \frac{kg \text{ aire}}{kg \text{ combustible}}$$

El flujo de aire se calcula a partir de la relación aire combustible encontrada. De esta manera el flujo másico de aire es:

$$\dot{m}_{aire} = AF \dot{m}_{comb} \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_{aire} = (20,706) (0,02) = 0,4 \frac{kg}{s}$$

Donde el flujo total de gases de combustión, será la suma de estos dos flujos másicos obtenidos anteriormente.



Una vez se cuenta con el flujo total de gases, se supone que se distribuirá de manera uniforme en cada uno de los tubos; Es decir que el flujo por cada tubo de la caldera será el mismo. Esta consideración ha de ser tenida en cuenta para el posterior análisis.

$$\frac{\dot{m}_{total}}{N^{\circ} tubos} = \frac{\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{aire}}{N^{\circ} tubos} \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_{total,tubo} = 0,028 \frac{kg}{s}$$

## 7.8 CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO GASES ( $h_1$ )

Para fines de simplificar los cálculos, se tratarán dichos gases como un gas ideal, como lo es el aire y no se estaría incurriendo en mucho error. De “*Propiedades del aire a la presión de 1 atm*” (anexo F), se evalúan las propiedades del aire a la temperatura promedio y se listan en el cuadro 15.

$$T_{prom} = \frac{T_i + T_e}{2} \quad (3.17)$$

Dónde:

$T_i$  – Temperatura de entrada del aire, °C

$T_e$  – Temperatura de salida del aire, °C

$$T_{prom} = \frac{1868 + 305}{2} = 1086 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

**Cuadro 15. Propiedades del aire a temperatura promedio**

Propiedades del aire	
Densidad $\frac{kg}{m^3}$	0,2636714
Conductividad térmica $\frac{W}{m.^{\circ}C}$	0,08167
Viscosidad cinemática $\frac{m^2}{s}$	0,00019453
Numero de Prandtl Pr	0,7297714

**7.8.1 Cálculo de la velocidad media en el tubo.** Por la ecuación de continuidad se puede determinar la velocidad de los gases de combustión al interior de la tubería asumidos como aire, la relación para la velocidad queda expresada en función del flujo másico total en la tubería, la densidad del aire y el área transversal interna de la tubería.

Por lo tanto la velocidad al interior del tubo es:

$$V = \frac{\dot{m}_{total,tubo}}{\rho A_{int}} \quad (3.18)$$

$$V = \frac{0,028}{(0,2636714) \left( \frac{\pi}{4} (0,0508)^2 \right)} = 52,4 \frac{m}{s}$$

Este valor encontrado para la velocidad al interior del tubo es lo suficientemente alto como para esperar un régimen de flujo turbulento, lo cual es necesario en este tipo de aplicaciones.

**7.8.2 Numero de Reynolds.** El numero adimensional de Reynolds es utilizado en el estudio de los fluidos para identificar el régimen de flujo; en 1880, Osborne Reynolds descubrió que el flujo depende principalmente de la razón entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas en el fluido<sup>41</sup>, y puede ser calculado para el caso de flujo interno como:

$$Re = \frac{V d_{int}}{\nu} \quad (3.19)$$

Dónde:

$V$  – Velocidad media al interior del tubo,  $\frac{m}{s}$

$d_{int}$  – Diámetro interno del tubo,  $m$

$\nu$  – Viscosidad cinemática,  $\frac{m^2}{s}$

$$Re = \frac{(52,4)(0,0508)}{1,9453 \times 10^{-4}} = 13682,2 > 10000$$

---

<sup>41</sup> Ibíd., p. 366.

El número adimensional anteriormente calculado, indica que el régimen al interior del tubo es completamente turbulento, lo cual no es sorpresa en aplicaciones de ingeniería, en donde lo que se requiere es la mayor transferencia de calor posible; los números de Reynolds altos son indicio de regímenes completamente agitados que aumentan los coeficientes de transferencia de calor y por ende la transferencia de energía.

En regímenes turbulentos se tiene que los perfiles hidrodinámicos y térmicos se desarrollan completamente en un factor de 10 veces el diámetro de la tubería (10D), y se espera que ambas longitudes sean menores que la longitud del tubo por donde fluyen los gases, para que el perfil de velocidades esté completamente desarrollado. Esta se puede calcular a partir de:

$$L_{h,turbulento} \approx L_{t,turbulento} \approx 10D \quad (3.20)$$

$$10(0,0508) = 0,508 \text{ m} < 1,2 \text{ m}$$

Se comprueba con el cálculo anterior, el desarrollo completo de los perfiles hidrodinámicos y térmicos de los gases de combustión.

**7.8.3 Numero de Nusselt.** Este número está en función del producto de los otros dos números adimensionales; el número de Prandtl y Reynolds, elevados a un factor  $n$  dependiente del caso ya sea enfriamiento o calentamiento, para régimen

completamente turbulento<sup>42</sup>; para el caso de análisis, los gases de combustión están pasando por un proceso de enfriamiento al cederle energía térmica al agua, por esta razón el factor  $n$  es de 0,3. A continuación se presenta la relación para el cálculo del número de Nusselt:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^n \quad (3.21)$$

$$Nu = 0,023(13682,2)^{0,8}(0,7297714)^{0,3} = 42,6$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor  $h_1$  en el lado de los gases de combustión, se puede re escribir la relación del número de Nusselt y se tiene que:

---

<sup>42</sup> Ibíd., p. 358.

$$h_1 = \frac{Nu k}{d_{int}} \quad (3.22)$$

$$h_1 = \frac{(42,6) (0,08167)}{0,0508} = 68,5 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$10 < 68,5 < 200 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Note que  $h_1$  está dentro del rango de coeficientes para flujo interno de aire hallados experimentalmente<sup>43</sup>. Este rango está ligado a los números de Prandtl que para los gases son de alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad. El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos ( $Pr \ll 1$ ) y con mucha lentitud en los aceites ( $Pr \gg 1$ ) en relación con la cantidad de movimiento. Como consecuencia, la capa límite térmica es mucho más gruesa para los metales líquidos y mucho más delgada para los aceites, en relación con la capa límite de la velocidad<sup>44</sup>.

## 7.9 CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO AGUA ( $h_2$ )

Se procede a calcular el coeficiente de transferencia del lado del agua, el cual tiene un tratamiento especial debido a que en este lado del tubo se tiene un fluido en ebullición, lo cual involucra un cambio de fase.

Gorenflo propone un método para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en la zona de ebullición nucleada, el cual está ligado a la presión reducida del fluido de trabajo<sup>45</sup>. La presión reducida se define como la razón entre la presión real y la presión crítica del agua<sup>46</sup>, y está involucrada en las correlaciones

<sup>43</sup> PENNINGER, Antal. Heat engines and boilers [en línea]. Budapest: University of Technology and Economics, 2008 [consultado 02 de Abril de 2014]. Disponible en internet: <ftp://ftp.energia.bme.hu/pub/bsc/BOILERS.pdf>

<sup>44</sup> CENGEL, Op. cit., p. 456-457.

<sup>45</sup> THOME, Jhon. Engineering data book III [en línea]. Alabama: Wolverine tube, 2006 [consultado 15 de Abril de 2014]. Disponible en internet: <http://www.wlv.com/products/databook/db3/data/db3ch9.pdf>

<sup>46</sup> Gases y vapores [en línea]. El Rosario: Universidad Tecnológica nacional, [consultado 01 de Mayo de 2014]. Disponible en internet: [http://www.froo.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3\\_anio/integracion3/Gases\\_y\\_vapores.pdf](http://www.froo.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3_anio/integracion3/Gases_y_vapores.pdf)

para el análisis del fenómeno de ebullición en estanque junto con el efecto de la rugosidad del material. Este método usa un coeficiente de transferencia de calor que varía según el fluido a las condiciones de referencia.

$$P_r = \frac{P_{sat}}{P_{cri}} \quad (3.23)$$

La expresión general para el coeficiente de transferencia de calor en la zona de ebullición nucleada a otras condiciones es:

$$h_2 = \alpha_0 F_{PF} \left( \frac{q}{q_0} \right)^n \left( \frac{R_p}{R_{po}} \right)^{0,133} \quad (3.24)$$

Donde el factor de correlación de la presión es

$$F_{PF} = 1,2P_r^{0,27} + 2,5P_r + \frac{P_r}{1 - P_r} \quad (3.25)$$

Y  $P_r$  es la presión reducida. El exponente  $n$  en la razón de flujo de calor también es una función de la presión reducida:

$$n = 0,9 - 0,3P_r^{0,30} \quad (3.26)$$

Note que el valor de  $n$  decrece con el incremento de la presión reducida. La rugosidad superficial es incluida en el último término de la Ec. 3.24, donde  $R_p$  es la rugosidad en micrómetros. El método anterior solo aplica para algunos fluidos que fueron objeto de experimentación excepto para el agua y helio, los cuales están regidos por las siguientes relaciones:

$$F_{PF} = 1,73P_r^{0,27} + \left( 6,1 + \frac{0,68}{1 - P_r} \right) P_r^2 \quad (3.27)$$

$$n = 0,9 - 0,3P_r^{0,30} \quad (3.28)$$

Se determinara el coeficiente de transferencia de calor para el agua en ebullición nucleada. Dicho fluido está en contacto con una tubería de acero inoxidable con rugosidad de  $1 \mu m$ , a una presión de  $7,2 \text{ bar}$  y un flujo de calor de  $19 \frac{kW}{m^2}$ .

Los valores correspondientes al valor del coeficiente de transferencia de calor de referencia y la presión crítica son obtenidos del anexo G:

## Cuadro 16. Valores de referencia para el agua

Valores de Referencia

Coeficiente de transferencia de calor $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	5600
Presión crítica <i>bar</i>	220,6

Calculando la presión reducida por la definición de la Ec. 3.23, se tiene que

$$P_r = \frac{7,2}{220,6} = 0,033$$

Aplicando la Ec. 3.27, el factor de corrección es:

$$F_{PF} = 1,73(0,033)^{0,27} + \left(6,1 + \frac{0,68}{1 - 0,033}\right)(0,033)^2 = 0,6964$$

Y de la Ec. 3.28, el exponente de la relación para el coeficiente de transferencia a las condiciones de operación es:

$$n = 0,9 - 0,3^{0,15} = 0,72$$

Una vez se han calculado todos los parámetros necesarios, se procede a calcular coeficiente convectivo  $h_2$ .

$$h_2 = (5600)(0,6964) \left(\frac{19}{20}\right)^{0,72} \left(\frac{1}{0,4}\right)^{0,133}$$

$$h_2 = 4245,5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$2000 < 4245,5 < 45000 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Del cálculo anterior se puede observar que el coeficiente de transferencia de calor  $h_2$  es mucho mayor en comparación con el del lado gases, esto indica que el coeficiente de transferencia de calor global será gobernado por  $h_1$ .

Note que  $h_2$  está dentro del rango de coeficientes para una corriente de agua que experimenta cambio de fase hallados experimentalmente<sup>47</sup>.

Una de las principales características que hace al vapor muy usado es la gran capacidad de transferir energía en forma de calor, característica otorgada por el calor latente de vaporización capaz de entregar.

## 7.10 CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL ( $U$ )

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor global, se asume que en la superficie interior y exterior no hay presencia de incrustaciones o capas aislantes que puedan modificar la tasa de transferencia de calor, o en pocas palabras se hace el desarrollo de los cálculos como si fuesen superficies limpias en función de resistencias térmicas.

El coeficiente de transferencia de calor  $U$  es una forma de simplificar los cálculos de la razón de transferencia de calor, en el cual está involucrada la resistencia térmica del medio conductor y su área superficial.

Por lo tanto el cálculo de  $U$  queda de la siguiente manera:

$$\frac{1}{UA_s} = R = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{d_{int}}\right)}{2\pi k_{tubo} L} + \frac{1}{h_2 A_2} \quad (3.29)$$

$$UA_s = \frac{1}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{d_{int}}\right)}{2\pi k_{tubo} L} + \frac{1}{h_2 A_2}} \quad (3.30)$$

$$UA_s = 12,69 \frac{W}{^\circ C}$$

<sup>47</sup> KURGANOV, V. Heat transfer coefficient [en línea]. New york: Thermopedia, 2011 [consultado 20 de Mayo de 2014]. Disponible en internet: <http://www.thermopedia.com/content/841/>

Quedando que  $U$  con respecto al lado de los gases es:

$$U = \frac{12,69}{A_s} = \frac{12,69}{A_{int}} \quad (3.31)$$

$$U = 66,8 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$10 < 66,8 < 100 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

La literatura enuncia que el coeficiente de transferencia de calor  $U$  de un intercambiador de calor no tiene ninguna relevancia si no se indica a que área superficial en contacto con el fluido está asociada<sup>48</sup>.

Anteriormente se predijo que un coeficiente de transferencia pequeño gobernaría el coeficiente global, lo cual se evidencia con el valor de  $U$  obtenido. Una forma de mejorar este problema es la implementación de aletas en el parte donde se da el menor coeficiente de transferencia de calor, con el fin de aumentar el área de transferencia y por ende la razón de la misma; aunque para el caso en estudio esto podría representar una desventaja, debido a que originaría una formación de material producto de la combustión sobre el área de aletas que ocasionaría una capa aislante y disminuiría la energía térmica transferida.

Además se corrobora que el resultado obtenido está en el rango de los valores de coeficientes de transferencia de calor total para intercambio de calor entre un gas y un fluido en cambio de fase<sup>49</sup>.

## 7.11 CALCULO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA ( $LMTD$ )

Antes de calcular la tasa de transferencia de calor, resulta conveniente tener una diferencia media de temperatura  $\Delta T_m$  para usarse en la relación análoga a la ley de Newton del enfriamiento como  $\dot{Q} = UA_s \Delta T_m$ . A razón de que la diferencia de

<sup>48</sup> CENGEL, Op. cit., p. 614.

<sup>49</sup> MARTINEZ, Isidoro. Memorias de clase [en línea]. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid, 2010 [consultado 20 de Mayo de 2014]. Disponible en internet: <http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/>



temperaturas entre el gas natural y el agua varia a lo largo de la longitud del tubo<sup>50</sup>, el cálculo de una temperatura media logarítmica se acerca mucho más a la realidad, para hacer el análisis de flujo interno forzado en un intercambiador como lo es una caldera. La LMTD está definida por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.32)$$

Dónde:

$\Delta T_{lm}$  – Diferencia de temperatura media logarítmica, °C

$\Delta T_1$  – Diferencia de temperaturas entre gases de combustión de entrada y agua a la entrada, °C

$\Delta T_2$  – Diferencia de temperaturas entre gases de chimenea y vapor de agua a la salida, °C

Para el cálculo de la temperatura media logarítmica se tienen los siguientes datos:

#### **Cuadro 17. Temperaturas de fluidos en la caldera**

	Entrada	Salida
Temperatura gases °C	1868	305
Temperatura agua-vapor °C	22	166

Así:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= 1868 - 166 = 1702 \text{ °C} \\ \Delta T_2 &= 305 - 22 = 283 \text{ °C} \\ \Delta T_{lm} &= \frac{1702 - 283}{\ln(1702/283)} = 790.920 \text{ °C} \cong 1455,656 \text{ °F} \end{aligned}$$

### **7.12 CALCULO DE LA RAZÓN DE TRANSFERENCIA DE CALOR ( $\dot{Q}$ )**

Una vez calculado el coeficiente total de transferencia de calor, un delta de temperatura apropiado y teniendo en cuenta que para el análisis de un

<sup>50</sup> Cengel, Op. cit., p. 622-624.

intercambiador de calor, el valor de  $\Delta T_{lm}$  está afectado por un factor de corrección  $F$  que se toma igual a 1 para el caso de calderas y condensadores<sup>51</sup>, se procede a calcular el flujo de transferencia de calor, el cual queda de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm} \quad (3.33)$$

Dónde:

$U$  – Coeficiente total de transferencia de calor,  $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$

$A_s$  – área de transferencia de calor,  $m^2$

$\Delta T_{lm}$  – Diferencia de temperatura media logarítmica,  $^\circ C$

$F$  – Factor de corrección para  $\Delta T_{lm}$

Para el cálculo de  $\dot{Q}$ , se tiene:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{lm}}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi k_{tubo} L} + \frac{1}{h_2 A_2}} \quad (3.34)$$

$$\dot{Q} = (12,69)(790,9) = 10117,6 \text{ W}$$

Note que el valor encontrado anteriormente, corresponde a la velocidad de transferencia de calor cuando no hay capas en ninguna de las superficies del tubo que impidan la transferencia de energía. Posteriormente se analizará el efecto que tiene la presencia de estas capas en la operación de una caldera.

### 7.13 FACTOR DE INCRUSTACIÓN ( $R_f$ )

Este factor tiene en cuenta la presencia de una capa en las superficies, que para la transferencia de calor es perjudicial, ya que por su conductividad baja, se comportan como un aislante térmico. La resistencia térmica asociada a este problema se llama factor de incrustación y se representa como  $R_f$ , el cual depende de la temperatura de operación del equipo y la velocidad del fluido de trabajo<sup>52</sup>. Para el cálculo posterior se tendrá en cuenta el efecto de esta sobre la resistencia térmica total y como afecta la tasa de intercambio de calor en función de la capa formada en las superficies de los tubos.

---

<sup>51</sup> *Ibíd.*, p. 625.

<sup>52</sup> *Ibíd.*, p. 615-617.

Considerando factores de incrustación para el lado gases y agua se recalcula el coeficiente  $U$  y  $\dot{Q}$ .

- Para aire (gases de combustión)  $R_{f,i} = 0,0004 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$  (ver anexo H)
- Para agua de alimentación por debajo de  $50^\circ C$   $R_{f,o} = 0,0001 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$  (ver anexo H)

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{R_{f,i}}{A_1} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{d_{int}}\right)}{2\pi k_{tubo} L} + \frac{R_{f,o}}{A_2} + \frac{1}{h_2 A_2} \quad (3.35)$$

Dónde:

$\frac{R_{f,i}}{A_{int}}$  – Resistencia térmica de la incrustación en el lado interior

$\frac{R_{f,o}}{A_{ext}}$  – Resistencia térmica de la incrustación en el lado exterior

$$UA_s = \frac{1}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{R_{f,i}}{A_1} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{d_{int}}\right)}{2\pi k_{tubo} L} + \frac{R_{f,o}}{A_2} + \frac{1}{h_2 A_2}} \quad (3.36)$$

$$UA_s = \frac{1}{\frac{1}{(68,5)(0,19)} + \frac{0,0004}{0,19} + \frac{\ln\left(\frac{0,0558}{0,0508}\right)}{2\pi(15,1)(1,2)} + \frac{0,0001}{0,21} + \frac{1}{(4245,5)(0,21)}}$$

$$UA_s = 11,8 \frac{W}{^\circ C}$$

Quedando que  $U$  con respecto al lado de los gases es:

$$U = \frac{11,8}{A_s} = \frac{11,8}{A_{int}} \quad (3.37)$$

$$U = 62 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Para el cálculo de la razón de transferencia de calor  $\dot{Q}$ , se tiene:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{lm}}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{d_{int}}\right)}{2\pi k_{tubo} L} + \frac{1}{h_2 A_2}} \quad (3.29)$$

$$\dot{Q} = (11,8)(790,9) = 9332,62 \text{ W}$$

Note que conforme se agregaron capas en ambas superficies del tubo, lo cual es normal en condiciones de operación, el valor de  $\dot{Q}$  disminuyo, generando un impacto negativo para la operación de la caldera. Posteriormente se realizara un análisis más detallado de esta situación.

#### 7.14 ANÁLISIS PARAMÉTRICO DE INCRUSTACIONES EN EL LADO DEL AGUA

En el capítulo anterior se mencionó que los problemas de incrustaciones y de precipitación de sólidos están principalmente asociados al tratamiento de agua de alimentación de los equipos generadores de vapor, para evitar estos problemas se debe tratar en gran medida el agua y eliminar el contenido de sólidos, en una etapa antes de la circulación por las tuberías y tanques de calderas. Para ilustrar que pasa con los tubos y al interior de una caldera cuando no se hace un correcto tratamiento de agua se presenta el siguiente análisis.

Se plantearán dos escenarios, el primero es para el tubo libre de cualquier incrustación y el segundo trata la presencia de una capa de incrustación en el lado exterior del tubo, con el fin de observar como esta incrustación afecta las principales variables al interior de la caldera. Note que no se tendrá en cuenta la formación de capas al interior del tubo, debido a que el gas natural en si es un combustible limpio, con muy bajo contenido de cenizas.

Por resistencias térmicas se tiene que:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (3.30)$$

Y

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cyl} + R_{conv,2} \quad (3.31)$$

Dónde:

$T_{\infty 1}$  – Temperatura media al interior del tubo, °C

$T_{\infty 2}$  – Temperatura media en el exterior del tubo, °C

$R_{conv,1}$  – Resistencia térmica por convección en el lado interno,  $\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$

$R_{cyl}$  – Resistencia térmica por conducción en la tubería,  $\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$

$R_{conv,2}$  – Resistencia térmica por convección en el lado exterior,  $\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$

Para el caso del tubo sin incrustaciones del lado agua, se tiene que  $R_{total}$  tiene la misma forma que la Ec. 3.31, por lo que el flujo de calor se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi k_{tubo} L} + \frac{1}{h_2 A_2}} \quad (3.32)$$

$$\dot{Q} = \frac{1086,5 - 166}{\frac{1}{(68,5)(\pi(0,0508)(1,2))} + \frac{\ln\left(\frac{0,0558}{0,0508}\right)}{2\pi(15,1)(1,2)} + \frac{1}{(4245,5)(\pi(0,0558)(1,2))}}$$

$$\dot{Q} = 11775,3 \text{ W}$$

Se nota que el valor conseguido para  $\dot{Q}$  es un poco diferente al obtenido en la página 91, debido a que se utilizan conceptos ligeramente diferentes.

Para el análisis de cómo es la caída de temperatura a través del tubo hay que tener en cuenta que el flujo de calor total se mantiene constante a través de este por lo cual al conocerse la tasa de transferencia de calor total, es posible conocer cualquier temperatura intermedia entre las temperaturas  $T_{\infty 1}$  y  $T_{\infty 2}$ . De esta forma se tiene que:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{conv,1}} \quad (3.33)$$

Despejando para  $T_1$  se tiene que:

$$T_1 = T_{\infty 1} - \dot{Q} R_{conv,1} \quad (3.34)$$

$$T_1 = 1086,5 - 11775,3 \left( \frac{1}{(68,5)(\pi(0,0508)(1,2))} \right)$$

$$T_1 = 188,89 \text{ } ^\circ C$$

Para el cálculo de  $T_2$  se sigue el mismo procedimiento, por lo tanto:

$$T_2 = T_1 - \dot{Q} R_{cyl,1} \quad (3.35)$$

$$T_2 = 188,89 - 11775,3 \left( \frac{\ln \left( \frac{0,0558}{0,0508} \right)}{2\pi(15,1)(1,2)} \right) = 179,18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ahora a modo de ejemplo se hará el mismo ejercicio pero con la presencia de una capa de 0,1 mm de incrustación de silicato, con conductividad térmica igual a  $0,08 \frac{W}{m \text{ } ^\circ\text{C}}$ .

Aplicando la Ec. 3.31 y sumando a la resistencia total la resistencia debida a la capa de incrustación, se tiene que:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{conv,1} + R_{cyl,1} + R_{cyl,2} + R_{conv,2}} \quad (3.36) \\ &= \frac{1086,5 - 166}{\frac{1}{(68,5)(\pi(0,0508)(1,2))} + \frac{\ln \left( \frac{0,0558}{0,0508} \right)}{2\pi(15,1)(1,2)} + \frac{\ln \left( \frac{0,056}{0,0558} \right)}{2\pi(0,08)(1,2)} + \frac{1}{(4245,5)(\pi(0,0558)(1,2))}} \\ \dot{Q} &= 10945,3 \text{ W} \end{aligned}$$

Ahora recalculando las temperaturas  $T_1$  y  $T_2$  para este flujo de calor se tiene que:

$$\begin{aligned} T_1 &= 252,16 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_2 &= 243,13 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Anteriormente  $T_2$  era la temperatura del tubo que estaba en contacto con el agua. Ahora para esta situación aparece una temperatura adicional  $T_3$  que es la temperatura de la incrustación que está en contacto con el agua.

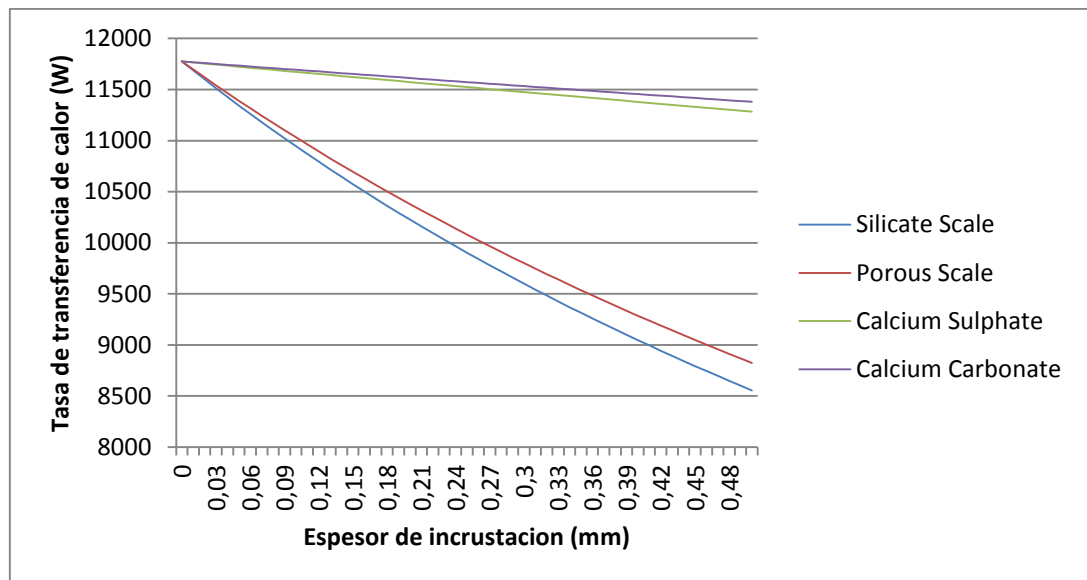
$$\begin{aligned} T_3 &= T_2 - \dot{Q} R_{cyl,2} \quad (3.37) \\ T_3 &= 243,13 - 10945,3 \left( \frac{\ln \left( \frac{0,056}{0,0558} \right)}{2\pi(0,08)(1,2)} \right) \\ T_3 &= 178,2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

En las calderas pirotubulares y en general, a lo largo de muchos años se ha observado que su rendimiento tiende a disminuir con el tiempo de operación, este problema radica en que por efecto de la acumulación de depósitos sobre las superficies de calentamiento, se ve disminuida la transferencia de energía en forma de calor debido a que estos depósitos o incrustaciones en la superficie

tienen un grado de conductividad muy bajo que no permiten la conducción adecuada del calor y por ende ocasionan una caída de temperatura del área en contacto con el agua, haciendo aumentar la temperatura de los mismos ocasionando problemas a largo plazo por termofluencia e inminentemente el fallo del material.

A partir de las ecuaciones para el cálculo de flujo de calor y temperaturas a través del tubo e incrustaciones, se presenta a continuación el comportamiento de dichos parámetros en función del espesor y los diferentes tipos de incrustaciones que se pueden presentar por un incorrecto tratamiento de agua.

**Figura 23. Gráfica tasa de transferencia de calor vs espesor de incrustación**

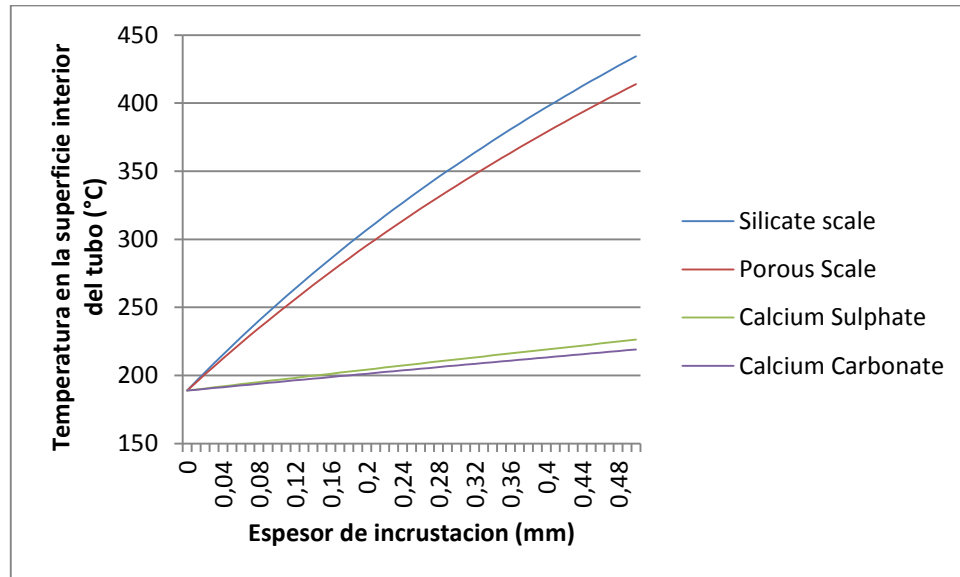


En la figura anterior se observa claramente que a medida que aumenta el espesor de la capa incrustante disminuye la transferencia de calor del fluido caliente al fluido frio. Además se aprecia como el primer y segundo tipo de incrustación hacen que la disminución sea más drástica en comparación con el tercer y cuarto tipo.

Para entender porque los depósitos de naturaleza sílice son mucho más peligrosos que los carbonatos cálcicos, en la figura 23 se observa que para lograr una disminución de la transferencia de calor en 1 kW tan solo se requiere una

capa de 0,06 mm de sílice mientras que para capas de naturaleza cálcica se requieren más de 0,5 mm.

**Figura 24. Gráfica temperatura superficial del lado interior del tubo vs espesor de incrustación**



Note que ante la presencia de una capa de incrustación la temperatura superficial de los tubos de humo se incrementa en gran proporción para incrustaciones de tipo silicato y en menor medida para los sulfatos y carbonatos de calcio.

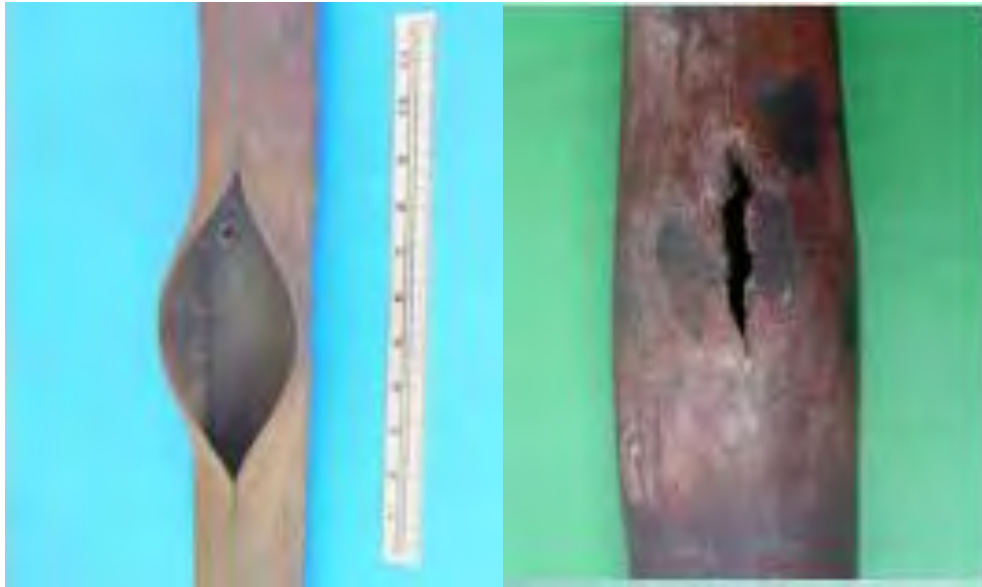
En la figura 24 se observa que para esta caldera sin incrustaciones y operando a carga completa a 7,2 bar, la superficie interna del tubo mientras fluyen gases de combustión de gas natural se encuentra a 188,9 °C, pero con 0,5 mm de una capa de silicato esta temperatura excederá los 400°C. Como consecuencia de este fenómeno resultara que el esfuerzo de fluencia y el de tensión disminuyan, hasta un punto en que los esfuerzos inherentes al servicio de operación superan estos esfuerzos y aparecen micro grietas que consecuentemente terminan en la ruptura de la pieza.

El fenómeno antes mencionado recibe el nombre de “*Creep*” y se produce por la acción de sinergismos de corrosión-erosión debido al contacto y flujo de gases de combustión sobre la superficie del tubo. Sumado a esto se tiene que ante una



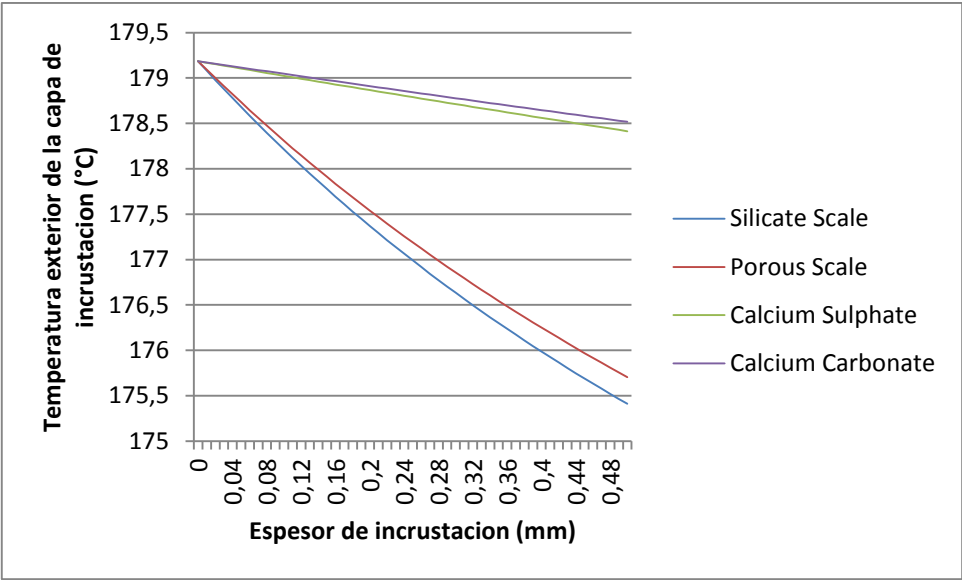
presencia de microgrietas y cambios de la microestructura del material un aumento en la temperatura, producto de la formación de depósitos que se comportan como aislantes, desencadena una falla por sobrecalentamiento que se puede ver como una grieta en forma de labio, como se muestra en la figura 25.

**Figura 25.** Falla por sobrecalentamiento en la superficie de un tubo de caldera pirotubular

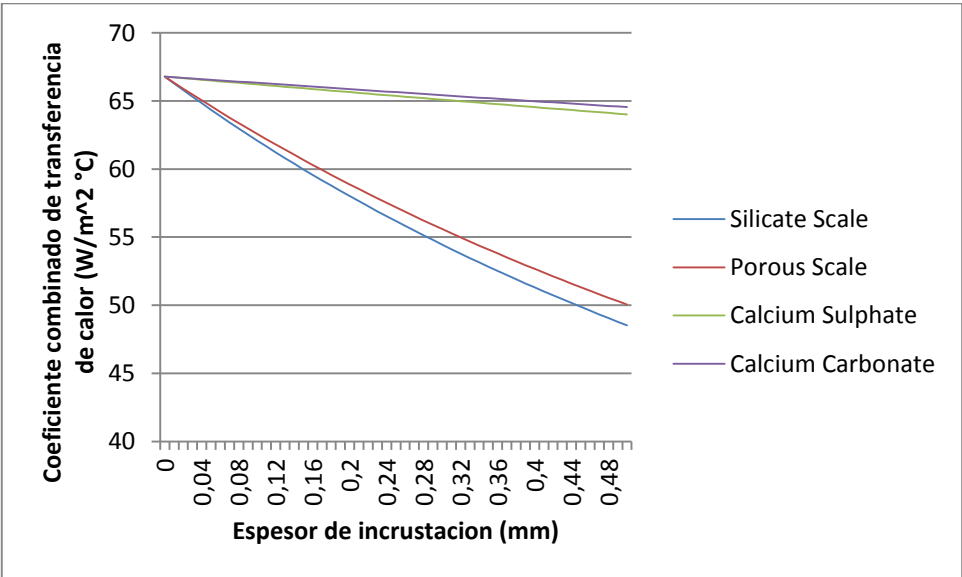


**Fuente:** ESPEJO, Edgar. y MARTÍNEZ, Juan. Modos de falla comunes en tuberías y cuerpos de calderas [en línea]. Bogotá: Universidad Nacional de Colombia, 2008 [ consultado 20 de Mayo de 2014]. Disponible en internet: [http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/ingenieria/2023293/und\\_3/pdf/tubos\\_calderas.pdf](http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/ingenieria/2023293/und_3/pdf/tubos_calderas.pdf)

**Figura 26. Gráfica temperatura de la superficie en contacto con el agua vs espesor de incrustación**



**Figura 27. Gráfica coeficiente total de transferencia de calor vs espesor de incrustación**



En las figuras 26 y 27 se corrobora el comportamiento predicho sobre la temperatura a la cual se genera vapor y el coeficiente total de transferencia  $U$  en relación con el espesor de depósito, en donde a medida que hay más incrustaciones estos dos factores comienzan a disminuir en diferente proporción dependiendo de la naturaleza química de la capa que se forme, haciendo que la caldera sea cada vez más ineficiente, se consume más combustible para producir la misma cantidad de vapor y aumente el riesgo de un daño catastrófico en los tubos de la caldera.

Cabe resaltar que durante el mantenimiento ejecutado por parte de calderas de occidente, se dio indicios de que el lado interno de los tubos mostraban una coloración rojiza, sin embargo el lado externo de los tubos que es el que está en contacto con el agua no se observó en ningún momento, dejando el estado actual de esta zona en desconocimiento.

## **8. ANALISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA**

### **8.1 DEFINICIÓN DE FMECA**

Es una metodología para el análisis de productos, procesos o equipos que permite identificar potenciales fallas que podrían afectar su rendimiento o calidad (ver pág. 102). Esta técnica fue implementada por primera vez en la industria aeroespacial hacia los años 50's como respuesta a que cada vez se iban haciendo más complejos los sistemas de control de vuelo<sup>53</sup>. Aunque esta técnica es simple, en muchas ocasiones no se logra aplicar correctamente, impidiendo obtener los máximos beneficios que esta brinda.

### **8.2 ANÁLISIS FMECA APLICADO AL EQUIPO BAJO ANÁLISIS**

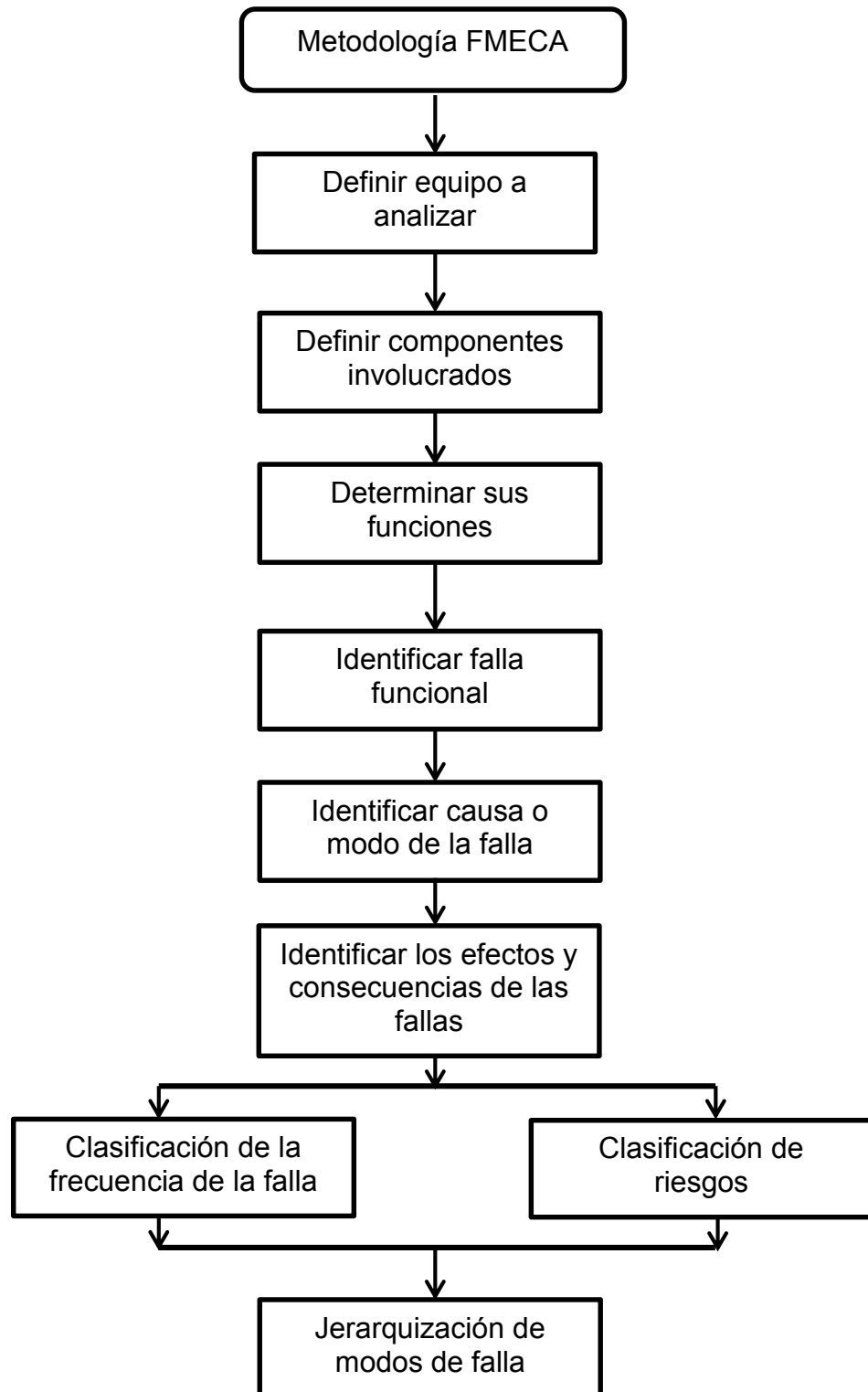
Mediante una metodología de modos y efectos de falla, se desea analizar la zona de transferencia de calor, la cual se evaluó en el capítulo 3 en detalle, tomando gran relevancia debido a que se encontró que puede comprometer la operación y disponibilidad del equipo generador de vapor. Con este estudio se logrará identificar los modos de falla potenciales, los efectos que esas fallas pueden ocasionar y el riesgo potencial que podría representar tanto para la salud, disponibilidad del equipo y medio ambiente como para la imagen de la universidad.

Hay que resaltar que el estudio FMECA implica dividir el sistema en unidades específicas, es decir, desglosar la zona componente a componente para entender el objetivo de cada parte según su función dentro del proceso (ver cuadro 18). Por esta razón se procede con el análisis de la función de cada componente de la zona ya mencionada.

---

<sup>53</sup> Failure modes, effects & criticality analysis [en línea]. Coventry: Warwick manufacturing group, 2007 [consultado 28 de Mayo de 2014]. Disponible en internet: [http://www2.warwick.ac.uk/fac/sci/wmg/ftmsc/modules/modulelist/peuss/slides/section\\_12a\\_fmeca\\_notes.pdf](http://www2.warwick.ac.uk/fac/sci/wmg/ftmsc/modules/modulelist/peuss/slides/section_12a_fmeca_notes.pdf)

**Figura 28. Metodología FMECA aplicada al equipo bajo análisis**



**Cuadro 18. Análisis funcional de la zona de transferencia de calor de la caldera pirotubular Caloc S.A.S 30**  
**BHP: P = 90 psig, T = 166 °C**

Equipo	Zona de análisis	Componentes operacionales	Funcionalidad
Caldera pirotubular Caloc S.A.S 30 BHP: P = 90 psig, T = 166 °C, un paso de gases, gas natural.	Zona de transferencia de calor (zona II)	Coraza	Compone principal que conforma el cuerpo de la caldera y contiene el agua de trabajo de la misma
		Tubos	Superficie encargada de transportar los gases de combustión desde el hogar hasta el punto de descarga y permiten la transferencia de calor entre ambos fluidos
		Agua	Es el fluido de trabajo encargado de aprovechar la energía suministrada por los gases de combustión generando un cambio de fase a vapor
		Gases	Son producto de la reacción química desencadenada en la zona I y transportan una gran cantidad de energía que posteriormente será cedida al agua
		Aislamiento térmico	Disminuye las pérdidas de calor de la zona II, por los diferentes mecanismo de transferencia hacia el medio ambiente
		Sistema de control de nivel	indica el nivel del agua estático al interior de la caldera por medio de un flotador y controla el sistema on-off de la bomba de alimentación y quemador
		Sistema de control de sólidos en suspensión TDS	Encargado de medir en tiempo real las impurezas en el agua al interior de la caldera
		Sistema automático de purga	Este sistema va vinculado con el control de TDS y cuando detecta una elevación de los mismos, manda una señal a la electroválvula neumática para hacer el descargue de lodos
		Handhole	Punto hermético y totalmente sellado, por el cual se pueden realizar labores de limpieza de los tubos en el lado de agua

Para ilustrar el procedimiento llevado a cabo, en el anexo I se muestra la tabla donde se analiza la situación de la caldera y sus partes más importantes. A partir de la función de cada elemento del sistema se establecen los modos, efectos y causas de las fallas, así como el mecanismo de detección para anticiparse a los daños.

Una vez generado el análisis FMECA el aspecto de mayor importancia que se estudia es la valoración del riesgo, es decir el peso de cada modo de falla sobre el sistema, puesto que no todos los casos representan condiciones críticas de funcionamiento. Para llevar a cabo esto, se designa matriz RAM (ver cuadro 20), la cual hace referencia a la matriz de valoración empleada para este análisis. La clasificación del riesgo mostrada en el cuadro 20 se determina conforme al análisis de la frecuencia de las fallas con respecto a su consecuencia para el proceso (ver cuadro 19).

Con la realización de la matriz RAM se procede a hacer la evaluación final de cada falla funcional para así poder definir que componentes del sistema representan un grado mayor de criticidad (ver cuadro 21).

**Cuadro 19. Análisis de parámetros de evaluación para la matriz RAM.**

Clasificación de la consecuencia de las fallas				
Categoría	Menor C1	Moderado C2	Grave C3	Catastrófico C4
<b>Personas</b>				
Seguridad y salud del personal, y/o estudiantes	sin lesiones; primeros auxilios	Atención médica, lesiones menores sin incapacidad, efectos a la salud reversibles, incluye enfermedades ocupacionales	Hospitalización, múltiples lesionados, incapacidad parcial o temporal, efectos moderados a la salud.	Una o mas fatalidades. Lesionados graves con daños irreversibles. Incapacidad parcial o total permanentes
<b>Medio ambiente</b>				
Derrames y/o emisiones contaminantes dentro y fuera de las instalaciones	Emisiones y derrames dentro los parámetros admitidos por la ley	Efectos leves. Emisiones o descargas con afectación ambiental leve y temporal, y dentro de las instalaciones.	Contaminación del agua dispersa o grave. Faltas por incumplimientos de los límites legales establecidos, afectación de comunidades, reacción de grupos ambientalista	Contaminación irremediable. Emisiones y vertimientos de alto impacto que afectan áreas de preservación y animales. Continua violación de los límites legales establecidos. Incluirá sanciones
<b>Disponibilidad</b>				
Imposibilidad de uso, daños a terceros	Menos de una semana de interrupción en la operación del equipo	De 1 a 2 semanas de interrupción en la operación del equipo	De 2 a 4 semanas de paro. Daños mayores al laboratorio de vapor y perdida parcial de las operaciones.	Daños generalizados en el laboratorio. Perdida total o sustancial del equipo y la infraestructura.
<b>Imagen de la universidad</b>				
Reputación e imagen de la universidad	De conocimiento interno	De conocimiento local, interés publico local relativo: atención de algunos medios de prensa.	De conocimiento departamental, interés publico: atención de algunos medios de prensa. Toma de medidas restrictivas	De conocimiento nacional, interés publico: atención de los medios de prensa e instituciones académicas afines.
Clasificación de la frecuencia de falla				
Categoría	Cuantitativo	Cualitativo		
Alta F1	>1 en 6 meses	El evento se ha presentado o puede presentarse en los próximos 6 meses		
Media F2	>1 en 1 año	Puede ocurrir al menos una vez en un año y posibilidades de volver a presentarse si no existen los controles adecuados		
Baja F3	1 en 2 años a 1 en 3 años	Puede ocurrir al menos una vez en dos o tres años o ha ocurrido alguna		
Remota F4	1 en 10 años a 1 en 15 años	Puede darse el caso, nunca ha sucedido en el área del laboratorio de vapor		



**Cuadro 20. Clasificación de riesgos y matriz RAM de valoración**

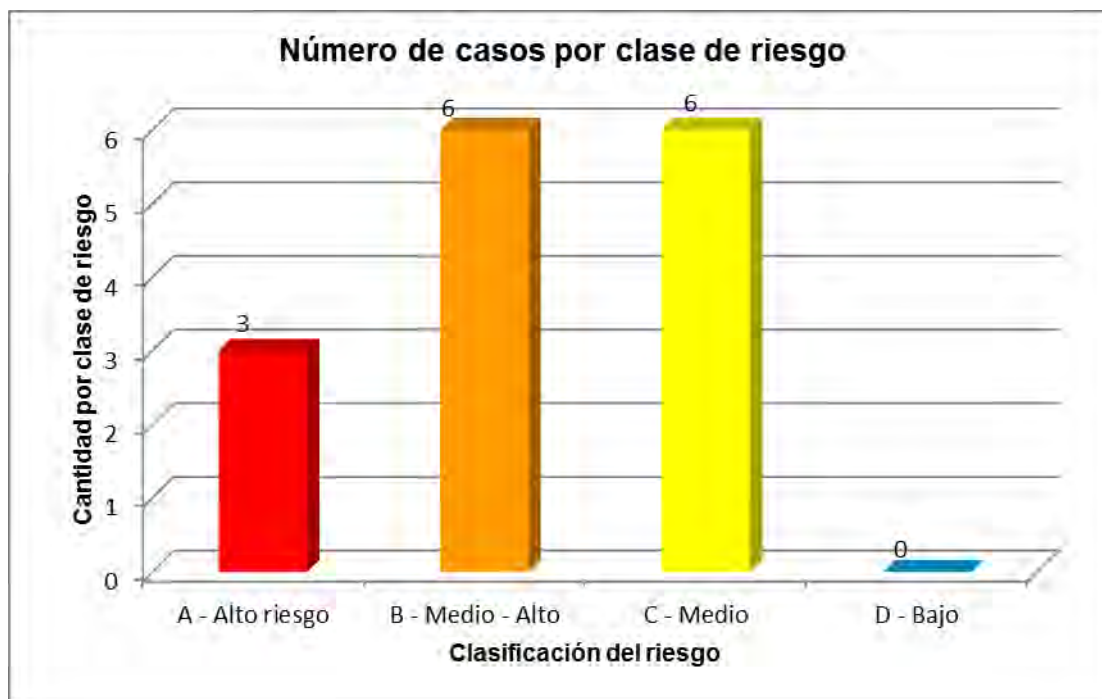
Clasificación del riesgo				
	Descripción			
A - Alto riesgo	El riesgo requiere de la toma de medidas necesarias, no debe haber limitaciones económicas y el no hacer nada no es una opción aceptable debida a la situación de emergencia			
B - Medio - Alto	El riesgo debe ser reducido y se deben tomar las acciones necesarias dentro de un plazo no mayor a 30 días. No se debe ejecutar operación alguna si aplica hasta por lo menos su mitigación parcial			
C - Medio	Es un riesgo que fácilmente se puede controlar, llevando a cabo las modificaciones necesarias o recomendaciones para mantener la operación del equipo			
D - Bajo	El riesgo es muy bajo o no existe y se puede controlar durante operación			
Matriz de valoración del riesgo				
C	B	A	A	F1
D	C	B	A	F2
D	C	B	B	F3
D	D	C	C	F4
C1	C2	C3	C4	

**Cuadro 21. Análisis de evaluación de las causas de falla**

Falla funcional	Clasificación de las consecuencias de falla				Consecuencia falla Max (C)	Frecuencia falla (F)	RAM
	Personas	Ambiente	Disponibilidad	Imagen			
Perdidas de presión	4	2	4	4	4	4	C
Incrustaciones en la superficie externa del tubo	1	2	3	1	3	1	A
Creep (termofluencia)	3	2	4	2	4	4	C
Incrustaciones en el lado de los gases de combustión	1	2	2	1	2	2	C
Condiciones químicas por fuera de las especificaciones	1	2	3	1	3	1	A
Presencia de inquemados	1	3	2	1	3	1	A
Temperaturas cercanas al punto de rocío del combustible	2	3	3	1	3	4	C
Excesiva temperatura de gases de salida	1	3	2	1	3	2	B
Aumento de la temperatura superficial de la caldera	2	1	2	1	2	3	C
On-off irregular de la bomba de alimentación	4	2	3	1	4	3	B
On-off irregular del quemador	4	1	3	1	4	3	B
Censado incorrecto de los TDS en el agua	1	1	3	1	3	3	B
Operación irregular de la válvula de purga	1	3	2	1	3	3	B
Frecuencia de purga inadecuada	1	2	2	1	2	3	C
Perdidas de presión	3	2	2	1	3	2	B

### 8.3 RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA

Figura 29. Gráfica resultados obtenidos mediante el análisis de FMECA



Del número de repeticiones por tipo de riesgo obtenido mediante el análisis FMEA que se presentan en la figura 29, se observa que los casos de principal atención son de clasificación medio-alta y se deben mitigar para que las posibles fallas funcionales no lleguen a la clasificación de alto riesgo. Entre ellos un censado incorrecto de los sólidos totales disueltos TDS, no permitirá detectar que el equipo está trabajando por fuera de los límites recomendados lo que ocasionaría problemas posteriores asociados a incrustaciones; es también de atención que ante una situación irregular en el control on-off se le dé la solución oportuna ya que de no hacerse podría ocasionar un recalentamiento de la caldera ocasionando daños que comprometen la integridad física del equipo y de las personas.

Otro punto a tratar es solucionar la operación irregular de la purga, ya que esto ocasiona una sobresaturación de sólidos al interior de la caldera, ocasionando que el nivel del agua aumente, la formación de espuma y por ende arrastres hacia las líneas de vapor.

Se observa que hay tres casos de fallas funcionales de alto riesgo, entre ellas se encuentran, el tratamiento que se le está realizando al agua, la formación de incrustaciones sobre las superficies de calentamiento y los inquemados producto de la combustión. Lo anterior requiere de atención inmediata y continua sin limitaciones económicas ya que de no establecerse el control necesario se comprometerá la disponibilidad para la operación del equipo. En cuanto a los productos inquemados y las concentraciones de contaminantes presentes en los gases de salida en chimenea, pueden generar problemas ambientales formando repercusiones legales y/o multas.

## 9. CONCLUSIONES

- El análisis exergético realizado a las tres principales zonas, da clara evidencia que la zona de transferencia de calor involucra el mayor porcentaje de destrucción de exergía, en donde el principal factor que influye en esto, es la baja temperatura de admisión del agua de alimentación y que por condiciones de diseño en un paso de los gases no se aprovecha lo suficiente la energía térmica disponible, lo cual se demuestra en la excesiva temperatura de salida de los gases.
- Se constató que la temperatura de flama tiene un comportamiento inverso al porcentaje de exceso de aire y que las irreversibilidades en la zona de combustión son proporcionales al exceso de aire. Así mismo para la zona de transferencia se encontró que al aumentar la temperatura de admisión de agua se aumenta la eficiencia exergética de la caldera, lo cual un incremento en 50 °C del agua se traduce en un aumento de la eficiencia del 2%.
- Durante la caracterización a la calidad del agua de alimentación que ingresa a la caldera, se encontró que el actual tratamiento no está siendo lo suficientemente efectivo, debido a que en los resultados obtenidos por medio de pruebas químicas se ve que los parámetros del agua como dureza, alcalinidad y sólidos disueltos, están por fuera de los rangos mínimos establecidos.
- Mediante la comprensión del fenómeno de ebullición y de convección forzada interna que se presentan al interior de la caldera pirotubular, se logra ver la influencia que tiene la formación de capas de diferente composición química sobre la integridad metalúrgica de los tubos y la eficiencia térmica por efecto de la disminución de la tasa de intercambio de energía.
- Mediante el análisis de modos y efectos de falla, se pudieron identificar los componentes más críticos en la zona de generación de vapor. Quedó en

claro que se debe prestar especial atención al tratamiento de agua, a los instrumentos de censado y control de purga y ser muy rigurosos con el control de los parámetros de operación.

- El uso no continuo del generador de vapor puede ocasionar problemas de corrosión y formación de depósitos sino se cumplen las medidas mínimas requeridas para el cuidado de la caldera cuando se encuentra fuera de servicio o en operación discontinua.

## 10. RECOMENDACIONES

- Es necesario realizar una inspección al conjunto que censa los TDS, para establecer cuál es la causa de la medición incorrecta e intermitente y tomar medidas correctivas.
- Se debe arreglar el sistema de purga automática para que los niveles de concentración de los sólidos disueltos al interior de la caldera estén dentro de un rango admisible y además mantener al mínimo las pérdidas de energía por purga.
- Aprovechar la temperatura con la cual salen los gases de combustión para precalentar el agua de alimentación por medio de un intercambiador de calor o un economizador.
- Estudiar la factibilidad de implementar un nuevo tipo de tratamiento de agua externo o interno mucho más eficiente o en su defecto complementar el actual tratamiento con una etapa que permita reducir los valores de alcalinidad del agua de alimentación.
- Implementar la instrumentación necesaria para el control de parámetros en operación como presión, temperatura, flujo y exceso de aire; además de permitir realizar prácticas que contribuyan a los cursos de Ingeniería Mecánica.
- Seguir los procedimientos estandarizados para el cuidado de equipos generadores de vapor durante tiempos de inactividad.
- Se recomienda hacer uso eficiente del vapor generado mediante alternativas como la generación de electricidad o el aprovechamiento del calor en labores de la universidad.

- Generar un plan de mantenimiento por parte de la universidad para el generador de vapor incluyendo la caracterización frecuente de variables químicas para un control sobre el tratamiento de agua.



## BIBLIOGRAFIA

American Society of Mechanical Engineers. Boiler & Pressure Vessel Code: recommended guidelines for the care of power boilers. New York: ASME, 2007. 128 p. (ASME 56-3934)

BEJAN, Adrian. TSATSARONIS, George. y MORAN, Michael. Thermal design and optimization: Exergy analysis. Toronto: Jhon Wiley & sons, 1996. 531 p.

Betz handbook of industrial water conditioning. Pennsylvania: Betz, 1962. 426 p.

British Standards Institution. Recommendations for treatment of water for steam boilers and water heaters. London: BS, 1997. 40 p. (BS 2486)

BURBANO, Juan y RESTREPO, Álvaro. Caracterización y posibilidades de ahorro energético en generación de vapor [en línea]. En: Estudio de caso Scientia et Technica. Octubre, 2005, vol. 1, no. 1. [Consultado 13 de noviembre de 2013]. Disponible en internet: <http://www.revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/download/.../4045>

CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. Thermodynamics an engineering approach. New york: McGraw-Hill, 2006. 1018 p.

------. Transferencia de calor y masa un enfoque práctico. México: McGraw-Hill, 2007. 901 p.

ESPEJO, Edgar. y MARTINEZ, Juan. Modos de falla comunes en tuberías y cuerpos de calderas [en línea]. Bogotá: Universidad Nacional de Colombia, 2008 [consultado 20 de Mayo de 2014]. Disponible en internet: [http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/ingenieria/2023293/und\\_3/pdf/tubos\\_calderas.pdf](http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/ingenieria/2023293/und_3/pdf/tubos_calderas.pdf)

Failure modes, effects & criticality analysis [en línea]. Coventry: Warwick manufacturing group, 2007 [consultado 28 de Mayo de 2014]. Disponible en internet:

[http://www2.warwick.ac.uk/fac/sci/wmg/ftmsc/modules/modulelist/peuss/slides/section\\_12a\\_fmeca\\_notes.pdf](http://www2.warwick.ac.uk/fac/sci/wmg/ftmsc/modules/modulelist/peuss/slides/section_12a_fmeca_notes.pdf)

Gases y vapores [en línea]. El Rosario: Universidad Tecnológica nacional, 2009 [consultado 01 de Mayo de 2014]. Disponible en internet: [http://www.frro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3\\_anio/integracion3/Gases\\_y\\_vapores.pdf](http://www.frro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3_anio/integracion3/Gases_y_vapores.pdf)

GAVIRIA, Álvaro. El ingeniero que Colombia necesita [en línea]. Antioquía: Universidad de Antioquía, 2005 [consultado 20 de octubre de 2013]. Disponible en internet: [http://aprendeenlinea.udea.edu.co/lms/moodle/file.php/98/Modulo\\_Hacer\\_Ingeniero/El\\_ingeniero\\_que\\_Colombia\\_necesita\\_1\\_.pdf](http://aprendeenlinea.udea.edu.co/lms/moodle/file.php/98/Modulo_Hacer_Ingeniero/El_ingeniero_que_Colombia_necesita_1_.pdf)

Guía para el análisis de falla en caldera [en línea]. Naperville: Nalco An Ecolab Company, 2007 [consultado 25 de Marzo de 2014]. Disponible en internet: <http://dc245.4shared.com/doc/gp0yvp6F/preview.html>

KOTAS, Tadeusz. The exergy method of thermal plants analysis. Florida: Krieger publishing company, 1995. 325 p.

KURGANOV, V. Heat transfer coefficient [en línea]. New york: Thermopedia, 2011 [consultado 20 de Mayo de 2014]. Disponible en internet: <http://www.thermopedia.com/content/841/>

Libro de caldera [en línea]. Manabí: Sisman, 2009 [consultado 15 de marzo de 2014]. Disponible en internet: <http://www.sisman.utm.edu.ec/libros/FACULTAD%20DE%20CIENCIAS%20MATEMATICAS%20FISICAS%20Y%20QUIMICAS/INGENIERIA%20MECANICA/09/Calderas/Libros/libro%20Calderas.pdf>

MARTINEZ, Isidoro. Memorias de clase [en línea]. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid, 2010 [consultado 20 de Mayo de 2014]. Disponible en internet: <http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/>

PENNINGER, Antal. Heat engines and boilers [en línea]. Budapest: University of Technology and Economics, 2008 [consultado 02 de Abril de 2014]. Disponible en internet: <ftp://ftp.energia.bme.hu/pub/bsc/BOILERS.pdf>

SERNA, Carlos. Gestión energética empresarial una metodología para la reducción de consumo de energía. En: Revista producción+limpia. Julio, 2010, vol. 5, 19 p.

STENUM, G. The inventor of the Sankey diagram: Capatain Henry R [en línea]. Austria: GMBH, 2011 [consultado 02 de Febrero de 2014]. Disponible en internet: <http://www.stenum.at/en/?id=software/sankey/sankey-glossar>

The online industrial exhibition vertical tube fire [en línea]. Bremen: Direct industry SAACKE, 2014 [consultado 04 de marzo de 2014]. Disponible en internet: <http://www.directindustry.com/prod/saacke/vertical-fire-tube-boilers-21962-1229967.html>

THOME, Jhon. Enginnering data book III [en línea]. Alabama: Wolverine tube, 2006 [consultado 15 de Abril de 2014]. Disponible en internet: <http://www.wlv.com/products/databook/db3/data/db3ch9.pdf>

Tratamiento de agua en calderas [en línea]. Santiago de Chile: Thermal engineering ltda, 2007 [consultado 15 de Enero de 2014]. Disponible en internet: [http://www.thermal.cl/articulos-tecnicos/prontus\\_thermal/2011-06-02/102250.html](http://www.thermal.cl/articulos-tecnicos/prontus_thermal/2011-06-02/102250.html)

UCEDA, Juan. Guía básica calderas industriales eficientes [en línea]. En: Madrid ahorra con energía. Enero, 2013, no 1, 162 p. [consultado 06 de Febrero de 2014].

Disponible en internet: <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-basica-calderas-industriales-eficientes-fenercom-2013.pdf>

VALDEZ, Roberto. Componentes principales de la caldera [en línea]. Culiacán: clínica de mantenimiento industrial, 2013 [consultado 28 de Febrero de 2014]. Disponible en internet: <http://www.cmind.com.mx/componentes-principales-de-las-calderas/>

## ANEXOS

### Anexo A. Calor de combustión para diferentes sustancias

B-82

Apéndice B Tablas y gráficas

TABLA B-26 Calor de combustión ( $-\Delta H^\circ$  a 77°F o 25°C).\*

Sustancia	Símbolo	$h$ ( $h_{fg}$ ) de vaporización (Btu/lbm)	PCS, $H_2O(l)$ y $CO_2(g)$		PCI, $H_2O(g)$ y $CO_2(g)$	
			$\frac{kJ}{kg}$	$\frac{Btu}{lbm}$	$\frac{kJ}{kg}$	$\frac{Btu}{lbm}$
Acetileno	$C_2H_2(g)$		49,916	21,460	48,227	20,734
Benceno	$C_6H_6(g)$	186	42,268	18,172	40,579	17,446
<i>n</i> -Butano	$C_4H_{10}(g)$	156	49,504	21,283	45,717	19,655
Isobutano	$C_4H_{10}(g)$	141	49,360	21,221	45,573	19,593
1-Buteno	$C_4H_8(g)$	156	48,436	20,824	45,229	19,475
Carbono	C(grafito)		32,764	14,086		
Monóxido de carbono	$CO(g)$		10,103	4,343.6		
<i>n</i> -Decano	$C_{10}H_{22}(g)$	155	48,004	20,638	44,601	19,175
<i>n</i> -Dodecano	$C_{12}H_{26}(g)$	155	47,832	20,564	44,473	19,120
Etano	$C_2H_6(g)$		51,879	22,304	47,488	20,416
Etileno	$C_2H_4(g)$		50,300	21,625	47,162	20,276
<i>n</i> -Heptano	$C_7H_{16}(g)$	157	48,439	20,825	44,924	19,314
<i>n</i> -Hexano	$C_6H_{14}(g)$	157	48,679	20,928	45,103	19,391
Hidrógeno	$H_2(g)$		141,786	60,957	119,954	51,571
Metano	$CH_4(g)$		55,500	23,861	50,014	21,502
<i>n</i> -Nonano	$C_9H_{20}(g)$	156	48,118	20,687	44,685	19,211
<i>n</i> -Octano	$C_8H_{18}(g)$	156	48,258	20,747	44,789	19,256
<i>n</i> -Pentano	$C_5H_{12}(g)$	157	49,013	21,072	45,355	19,499
Isopentano	$C_5H_{12}(g)$	147	48,904	21,025	45,243	19,451
Propano	$C_3H_8(g)$	147	50,349	21,646	46,355	19,929
Propileno	$C_3H_6(g)$		48,920	21,032	45,783	19,683

Fuente: E. F. Obert, *Concepts of Thermodynamics* (New York: McGraw-Hill Book Company), copyright 1960; con autorización de McGraw-Hill Book Company.

\* Datos tomados de "Selected Values of Properties of Hydrocarbons and Related Compounds", American Petroleum Institute Research Project 44, Thermodynamics Research Center, Texas A & M University, College Station, Texas (hojas sueltas de datos, vigente en 1972).

## Anexo B. Calidad de gases comercializados en Colombia

### CALIDAD DE GASES COMERCIALIZADOS EN COLOMBIA

ESPECIFICACION	UNIDAD	LLANITO	MONTAÑUELO	MORICHAL	PAYOA	PAYOA - PROVINCIA	PROVINCIA	RIO CEIBAS	SANTA CLARA	TOQUI TOQUI
COMPOSICIÓN										
METANO	%	83.263	96.133	75.980	90.417	90.417	88.860	92.780	84.020	87.302
ETANO	%	3.627	0.700	10.300	6.806	6.806	9.102	4.340	2.710	5.879
PROPANO	%	1.389	0.025	5.280	0.360	0.360	0.990	1.370	0.930	3.678
i-BUTANO	%	0.720	0.042	1.120	0.013	0.013	0.012	0.260	0.430	0.553
n-BUTANO	%	0.707	0.011	1.440	0.017	0.017	0.003	0.400	0.400	1.226
i-PENTANO	%	0.416	0.009	0.540	0.006	0.006	0.001	0.110	0.200	0.329
n-PENTANO	%	0.342	0.004	0.390	0.005	0.005	0.002	0.070	0.150	0.233
HEXANO	%	0.110	0.008	0.310			0.004	0.040	0.180	0.368
HEPTANO	%		0.057	0.110				0.010	0.190	0.083
OCTANO	%			0.110					0.090	
NONANO	%			0.100					0.050	
DECANO	%			0.000					0.020	
NTROGENO	%	8.720	0.522	0.430	0.276	0.276	0.151	0.610	0.560	0.297
CO2	%	0.219	2.490	3.910	2.070	2.070	0.864	0.000	10.050	0.011
OXIGENO	%	0.487		0.000	0.030	0.030	0.011			
		100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0
PROPIEDADES										
PESO MOLECULAR		19.23	16.99	22.25	17.73	17.73	17.87	17.52	20.56	19.32
GRAVEDAD ESPECIFICA	--	0.664	0.587	0.768	0.612	0.612	0.617	0.605	0.710	0.667
PODER CALORIFICO BRUTO REAL 14.65 psi Y 60°F	Btu/pie <sup>3</sup>	1,021.4	988.7	1238.8	1,043.3	1,043.3	1,083.6	1,078.7	990.4	1180.8
GPM (80% RECUMEPRACIÓN DE PROPANO)	Gal/kpc	1.08	0.04	2.73	0.12	0.12	0.29	0.67	0.74	1.89

Ecopetrol - Gerencia de Gas, Junio de 2004

## Anexo C. Agua saturada. Tabla de presiones

TABLE A-5

Agua saturada. Tabla de presiones

Pres., P, kPa	Temp. sat., $T_{sat}$ , °C	Especificas m <sup>3</sup> /kg		Calor latente kJ/kg			Entalpías kJ/kg			Entropías kJ/kg·K		
		Liq. sat., $v_f$	Vapor sat., $v_g$	Liq. sat., $u_f$	Evap., $u_{fg}$	Vapor sat., $u_g$	Liq. sat., $h_f$	Evap., $h_{fg}$	Vapor sat., $h_g$	Liq. sat., $s_f$	Evap., $s_{fg}$	Vapor sat., $s_g$
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2336.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.5	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0386	6.8561
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837



## Anexo D. Propiedades del agua saturada

854  
APÉNDICE 1

**TABLA A-9**

Propiedades del agua saturada

Temp., T/°C	Presión de saturación, P <sub>sat</sub> /kPa	Densidad, ρ/kg·m <sup>-3</sup>		Energía de vaporización, h <sub>fg</sub> /kJ/kg	Calor específico, c <sub>p</sub> /J/kg·K		Conductividad térmica, k/W·m·K		Viscosidad dinámica, μ/kg·m <sup>-1</sup> ·s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β/1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 <sup>-3</sup>	0.922 × 10 <sup>-3</sup>	13.5	1.00	-0.068 × 10 <sup>-3</sup>
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 <sup>-3</sup>	0.934 × 10 <sup>-3</sup>	11.2	1.00	0.015 × 10 <sup>-3</sup>
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 <sup>-3</sup>	0.946 × 10 <sup>-3</sup>	9.45	1.00	0.733 × 10 <sup>-3</sup>
15	1.7051	999.1	0.0129	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 <sup>-3</sup>	0.959 × 10 <sup>-3</sup>	8.09	1.00	0.138 × 10 <sup>-3</sup>
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 <sup>-3</sup>	0.973 × 10 <sup>-3</sup>	7.01	1.00	0.195 × 10 <sup>-3</sup>
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 <sup>-3</sup>	0.987 × 10 <sup>-3</sup>	6.14	1.00	0.247 × 10 <sup>-3</sup>
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	1.001 × 10 <sup>-3</sup>	5.42	1.00	0.294 × 10 <sup>-3</sup>
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 <sup>-3</sup>	1.016 × 10 <sup>-3</sup>	4.83	1.00	0.337 × 10 <sup>-3</sup>
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 886	0.631	0.0196	0.653 × 10 <sup>-3</sup>	1.031 × 10 <sup>-3</sup>	4.32	1.00	0.377 × 10 <sup>-3</sup>
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 <sup>-3</sup>	1.046 × 10 <sup>-3</sup>	3.91	1.00	0.415 × 10 <sup>-3</sup>
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 <sup>-3</sup>	1.062 × 10 <sup>-3</sup>	3.55	1.00	0.451 × 10 <sup>-3</sup>
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 <sup>-3</sup>	1.077 × 10 <sup>-3</sup>	3.25	1.00	0.484 × 10 <sup>-3</sup>
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 <sup>-3</sup>	1.093 × 10 <sup>-3</sup>	2.99	1.00	0.517 × 10 <sup>-3</sup>
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 <sup>-3</sup>	1.110 × 10 <sup>-3</sup>	2.75	1.00	0.548 × 10 <sup>-3</sup>
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 <sup>-3</sup>	1.126 × 10 <sup>-3</sup>	2.55	1.00	0.578 × 10 <sup>-3</sup>
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 <sup>-3</sup>	1.142 × 10 <sup>-3</sup>	2.38	1.00	0.607 × 10 <sup>-3</sup>
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 <sup>-3</sup>	1.159 × 10 <sup>-3</sup>	2.22	1.00	0.635 × 10 <sup>-3</sup>
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 <sup>-3</sup>	1.176 × 10 <sup>-3</sup>	2.08	1.00	0.670 × 10 <sup>-3</sup>
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 <sup>-3</sup>	1.193 × 10 <sup>-3</sup>	1.96	1.00	0.702 × 10 <sup>-3</sup>
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 <sup>-3</sup>	1.210 × 10 <sup>-3</sup>	1.85	1.00	0.716 × 10 <sup>-3</sup>
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 <sup>-3</sup>	1.227 × 10 <sup>-3</sup>	1.75	1.00	0.750 × 10 <sup>-3</sup>
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 <sup>-3</sup>	1.261 × 10 <sup>-3</sup>	1.58	1.00	0.798 × 10 <sup>-3</sup>
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 <sup>-3</sup>	1.296 × 10 <sup>-3</sup>	1.44	1.00	0.858 × 10 <sup>-3</sup>
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 <sup>-3</sup>	1.330 × 10 <sup>-3</sup>	1.33	1.01	0.913 × 10 <sup>-3</sup>
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 <sup>-3</sup>	1.365 × 10 <sup>-3</sup>	1.24	1.02	0.970 × 10 <sup>-3</sup>
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 <sup>-3</sup>	1.399 × 10 <sup>-3</sup>	1.16	1.02	1.025 × 10 <sup>-3</sup>
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 <sup>-3</sup>	1.434 × 10 <sup>-3</sup>	1.09	1.05	1.145 × 10 <sup>-3</sup>
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 <sup>-3</sup>	1.468 × 10 <sup>-3</sup>	1.03	1.05	1.178 × 10 <sup>-3</sup>
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 <sup>-3</sup>	1.502 × 10 <sup>-3</sup>	0.983	1.07	1.210 × 10 <sup>-3</sup>
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 <sup>-3</sup>	1.537 × 10 <sup>-3</sup>	0.947	1.09	1.280 × 10 <sup>-3</sup>
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 <sup>-3</sup>	1.571 × 10 <sup>-3</sup>	0.910	1.11	1.350 × 10 <sup>-3</sup>
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 <sup>-3</sup>	1.641 × 10 <sup>-3</sup>	0.865	1.18	1.520 × 10 <sup>-3</sup>
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 <sup>-3</sup>	1.712 × 10 <sup>-3</sup>	0.836	1.24	1.720 × 10 <sup>-3</sup>
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 <sup>-3</sup>	1.788 × 10 <sup>-3</sup>	0.832	1.35	2.000 × 10 <sup>-3</sup>
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 <sup>-3</sup>	1.870 × 10 <sup>-3</sup>	0.854	1.49	2.380 × 10 <sup>-3</sup>
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 <sup>-3</sup>	1.965 × 10 <sup>-3</sup>	0.902	1.69	2.950 × 10 <sup>-3</sup>
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 <sup>-3</sup>	2.084 × 10 <sup>-3</sup>	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 <sup>-3</sup>	2.255 × 10 <sup>-3</sup>	1.23	2.43	—
360	18 651	528.9	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 <sup>-3</sup>	2.571 × 10 <sup>-3</sup>	2.06	3.73	—
374.14	22 060	317.0	317.0	0	∞	∞	∞	∞	0.049 × 10 <sup>-3</sup>	4.313 × 10 <sup>-3</sup>	—	—	—

**Nota 1:** La viscosidad cinemática  $\nu$  y la difusividad térmica  $\alpha$  se pueden calcular a partir de sus definiciones,  $\nu = \mu/\rho$  y  $\alpha = k/\rho c_p = wPr$ . Las temperaturas de 0.01°C, 100°C y 374.14°C son las temperaturas de los puntos triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades cuya lista se da arriba (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

**Nota 2:** La unidad kJ/kg·°C, para el calor específico, es equivalente a kJ/kg·K y la unidad W/m·°C, para la conductividad térmica es equivalente a W/m·K.

**Fuente:** Los datos de la viscosidad y la conductividad térmica se tomaron de J. V. Sengers y J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), págs. 291-1322. Los otros datos se obtuvieron de diversas fuentes o se calcularon.



## Anexo E. Valores del coeficiente $C_{cr}$ para obtener el flujo máximo de calor

**TABLA 10-4**

Valores del coeficiente  $C_{cr}$  para usarse en la ecuación 10-3 y obtener el flujo máximo de calor (parámetro adimensional  $L^* = L[g(\rho_l - \rho_v)/\sigma]^{1/2}$ )

Configuración geométrica del calentador	$C_{cr}$	Dimensión carac. del calentador, $L$	Intervalo de $L^*$
Calentador plano horizontal grande	0.149	Ancho o diámetro	$L^* > 27$
Calentador plano horizontal pequeño	$18.9K_L$	Ancho o diámetro	$9 < L^* < 20$
Cilindro horizontal grande	0.12	Radio	$L^* > 1.2$
Cilindro horizontal pequeño	$0.12L^{*-0.25}$	Radio	$0.15 < L^* < 1.2$
Esfera grande	0.11	Radio	$L^* > 4.26$
Esfera pequeña	$0.227L^{*-0.5}$	Radio	$0.15 < L^* < 4.26$

## Anexo F. Propiedades del aire a la presión de 1 atm

REG  
APÉNDICE 1

**TABLA A-15**

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl $Pr$
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-5}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	$1.855 \times 10^{-4}$	$4.362 \times 10^{-5}$	$1.326 \times 10^{-4}$	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	$2.122 \times 10^{-4}$	$4.600 \times 10^{-5}$	$1.529 \times 10^{-4}$	0.7206
1 000	0.2772	1184	0.07868	$2.398 \times 10^{-4}$	$4.826 \times 10^{-5}$	$1.741 \times 10^{-4}$	0.7260
1 500	0.1990	1234	0.09599	$3.908 \times 10^{-4}$	$5.817 \times 10^{-5}$	$2.922 \times 10^{-4}$	0.7478
2 000	0.1553	1264	0.11113	$5.664 \times 10^{-4}$	$6.630 \times 10^{-5}$	$4.270 \times 10^{-4}$	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades  $c_p$ ,  $k$ ,  $\mu$  y  $Pr$  son independientes de la presión. Las propiedades  $\rho$  y  $\alpha$  a una presión  $P$  (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de  $\rho$  a la temperatura dada, por  $Pr$  y al dividir  $\alpha$  y  $\nu$  entre  $Pr$ .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, W. J. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermann, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-306067020-8.

Anexo G. References values of Gorenflo (1993) with  $\alpha_0$  in W/m<sup>2</sup> K at  $P_{ro}=0,1$ ,  $q_0=20000$  W/m<sup>2</sup> K and  $R_{po}=0,4$   $\mu$ m with  $P_{crit}$  in bar

Fluid	$P_{crit}$	M	$\alpha_0$
Methane	46.0	16.04	7000
Ethane	48.8	30.07	4500
Propane	42.4	44.10	4000
n-Butane	38.0	58.12	3600
n-Pentane	33.7	72.15	3400
i-Pentane	33.3	72.15	2500
n-Hexane	29.7	86.18	3300
n-Heptane	27.3	100.2	3200
Benzene	48.9	78.11	2750
Toluene	41.1	92.14	2650
Diphenyl	38.5	154.2	2100
Ethanol	63.8	46.07	4400
n-Propanol	51.7	60.10	3800
i-propanol	47.6	60.10	3000
n-Butanol	49.6	74.12	2600
i-Butanol	43.0	74.12	4500
Acetone	47.0	58.08	3950
R-11	44.0	137.4	2800
R-12	41.6	120.9	4000
R-13	38.6	104.5	3900
R-13B1	39.8	148.9	3500
R-22	49.9	86.47	3900
R-23	48.7	70.02	4400
R-113	34.1	187.4	2650
R-114	32.6	170.9	2800
R-115	31.3	154.5	4200
R-123	36.7	152.9	2600
R-134a	40.6	102.0	4500
R-152a	45.2	66.05	4000
R-226	30.6	186.5	3700
R-227	29.3	170.0	3800
RC318	28.0	200.0	4200
R-502	40.8	111.6	3300
Chloromethane	66.8	50.49	4400
Tetrafluoromethane	37.4	88.00	4750
Hydrogen (on Cu)	12.97	2.02	24000
Neon (on Cu)	26.5	20.18	20000
Nitrogen (on Cu)	34.0	28.02	10000
Nitrogen (on Pt)	34.0	28.02	7000
Argon (on Cu)	49.0	39.95	8200
Argon (on Pt)	49.0	39.95	6700
Oxygen (on Cu)	50.5	32.00	9500
Oxygen (on Pt)	50.5	32.00	7200
Water	220.6	18.02	5600
Ammonia	113.0	17.03	7000
Carbon Dioxide *	73.8	44.01	5100
Sulfur Hexafluoride	37.6	146.1	3700

\* At triple point.

**Anexo H. Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para una unidad de área superficial)**

**TABLA 11-2**

Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para una unidad de área superficial)

Fluido	$R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

(Fuente: Tubular Exchange Manufacturers Association.)



## Anexo I. Matriz FMECA

Descripción del equipo				Descripción de la falla			Efecto de la falla
Equipo	Zona de análisis	Componentes operacionales	Funcionalidad	Falla funcional	Causa o modo de falla	Detección de falla	Efectos locales
ases, gas natural.		Coraza	Compone principal que conforma el cuerpo de la caldera y contiene el agua de trabajo de la misma	Perdidas de presión	Falla en los cordones de soldadura de la coraza por fatiga térmica Procedimiento de manufactura incorrecto durante la fabricación de la mal sellado de la tapa del domo superior	sensor de presión	Imposibilidad de generar vapor a la presión deseada o daño catastrófico
		Tubos	Superficie encargada de transportar los gases de combustión desde el hogar hasta el punto de descarga y permiten la transferencia de calor entre ambos fluidos	Incrustaciones en la superficie externa del tubo	Parámetros por fuera de rango en el agua como: dureza, alcalinidad, pH	Análisis químico del agua, inspección visual, censado de temperatura de los gases de escape	Disminución de la eficiencia térmica, aumento del consumo de combustible, aumento en el costo económico de operación, daños en tubos y el equipo en general
				Creep (termofluencia)	sobrecalentamiento de las superficies de tubos de humo		
		Agua	Es el fluido de trabajo encargado de aprovechar la energía suministrada por los gases de combustión generando un cambio de fase a vapor	Incrustaciones en el lado de los gases de combustión	Formación de depósitos por inquemados de la combustión en la parte interna de los tubos de humo	Medición de dureza, alcalinidad, pH, entre otros	Arrastres en la línea de vapor, deterioro metalúrgico del equipo, aumento en costos de operación

Zona de transferencia de calor (zona II)

Gases	Son producto de la reacción química desencadenada en la zona I y transportan una gran cantidad de energía que posteriormente será cedida al agua	Presencia de inquemados	Insuficiencia de aire para la combustión Aumento del flujo de combustible para generar la misma cantidad de vapor	sensor de flujo, analizador de gases, inspección visual	Corrosión, formación de ácido sulfúrico, daño al medio ambiente, daño en la microestructura del acero
		Temperaturas cercanas al punto de rocío del combustible	Exceso de aire en los productos de la combustión Permanencia prolongada de los gases de combustión en intercambio de calor	sensor de temperatura de los gases de escape, analizador de gases, inspección periódica	
		Excesiva temperatura de gases de salida	Formación de capas en las superficies en contacto con el agua de los tubos de humo Numero de pasos de la caldera insuficiente	sensor de temperatura en chimenea	
Aislamiento térmico	Disminuye las pérdidas de calor de la zona II, por los diferentes mecanismos de transferencia hacia el medio ambiente	Aumento de la temperatura superficial de la caldera	Selección inadecuada del tipo de aislante y espesor para el cuerpo de la caldera Deterioro del aislamiento del cuerpo de la caldera	Cámara termográfica	Disminución de la eficiencia del equipo, aumento en costes de operación, pérdidas de calor, elevación de temperatura en el área de trabajo
Sistema de control de nivel	Indica el nivel del agua estático que hay al interior de la caldera por medio de un flotador y controla el sistema on-off de la bomba de alimentación y quemador	On-off irregular de la bomba de alimentación	Censado incorrecto del nivel de agua y/o fallos en la parte mecánica (flotador)	Inspección visual, Frecuencia de encendido, señales auditivas	Aumento en el consumo eléctrico, daño integral del equipo
		On-off irregular del quemador			
Sistema de control de sólidos en disueltos (TDS)	Encargado de medir en tiempo real las impurezas en el agua al interior de la caldera	Censado incorrecto de los TDS en el agua	Deterioro de la sonda de medición de TDS y/o problemas eléctricos	Inspección visual, medidores de voltaje y corriente	Formación de depósitos, pérdidas de calor por purga inadecuada, arrastres

		Sistema automático de purga	Este sistema va vinculado con el control de TDS y cuando detecta una elevación de los mismos, manda una señal a la electroválvula neumática para hacer el descargue de lodos	Operación irregular de la válvula de purga	Insuficiencia de presión de aire para accionar la válvula de purga de fondo	Alarmas de nivel, inspección visual, inspección periódica, sensor de TDS	Perdidas de calor excesivas, aumento en la concentración de TDS, aumento de costos de operación
					Bloqueo de la válvula de purga de fondo		
					Juntas toricas de la electro válvula de purga de fondo en mal estado		
		Handhole	Punto hermético y totalmente sellado, por el cual se pueden realizar labores de limpieza de los tubos en el lado de agua	Frecuencia de purga inadecuada	Censado incorrecto de los TDS	sensor de TDS, sensor de nivel	Imposibilidad de generar vapor a la presión deseada, gasto adicional de vapor
				Perdidas de presión	Sellado incorrecto de la junta del handhole	Sensor de presión, prueba hidrostática	

